

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ivan Trapić

Zagreb, 2013. godina

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. **Nenad Kranjčević**, dipl. ing.

Student:

Ivan Trapić

Zagreb, 2013. godina

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru, profesoru Nenadu Kranjčeviću, i asistentu Matiji Hoiću koji su uvijek pronašli vremena i volje za konzultacije te svojim savjetima i pojašnjenjima popunili rupe u mojem znanju i tako omogućili da napišem ovaj rad.

Još jednom Vam veliko hvala.

Ivan Trapić

Sadržaj

Sadržaj	I
Popis slika	III
Popis tablica	IV
Popis tehničke dokumentacije.....	IV
Popis oznaka	V
Sažetak.....	VIII
Summary	IX
1 Opis zadatka	1
2 Projektni parametri	1
3 Zamašnjak kao spremište energije.....	1
3.1 Princip rada zamašnjaka	2
3.2 Naprezanja u zamašnjaku	3
3.3 Podjela zamašnjaka	4
3.4 Prednosti i nedostaci.....	5
4 Primjena mehaničke baterije	6
4.1 Vozila.....	6
4.2 Stacionarne jedinice	7
5 Generiranje konceptijskih rješenja.....	9
5.1 Koncept 1	9
5.2 Koncept 2.....	10
5.3 Koncept 3.....	10
5.4 Koncept 4.....	11
5.5 Koncept 5.....	11
5.6 Odabir izvedbe	12
6 Oblikovanje zamašnjaka	13
6.1 Oblik.....	13
6.2 Dimenzije i masa.....	14
7 Konstrukcijsko rješenje.....	16
7.1 1. varijanta	16
7.2 2. varijanta	17

8	Proračun	18
8.1	Naprezanja u zamašnom disku.....	18
8.2	Opterećenje 1. razine nosive konstrukcije	19
8.3	Opterećenje nosača ležaja s prihvatom za motor	20
8.4	Prva varijanta	21
8.4.1	Naprezanja u vratilu zamašnjaka	21
8.4.2	Provjera opterećenja steznih ljsaka	22
8.4.3	Provjera nosivosti ležajeva	23
8.4.4	Opterećenje spojke	24
8.4.5	Opterećenje nosača motora.....	25
8.5	Druga varijanta.....	25
8.5.1	Opterećenje stezne ljske	25
9	Kritične brzine vrtnje	26
9.1	1. Torzijske vibracije	26
9.1.1	1. varijanta	26
9.1.2	2. varijanta	28
9.2	Fleksijske vibracije.....	29
10	Literatura.....	31
11	Dodatci	32
11.1	Izvaci iz kataloga	32
11.2	Poveznice	36
11.2.1	Katalozi.....	36
11.2.2	Internet stranice proizvođača mehaničkih baterija.....	36
12	Prilozi	36

Popis slika

Slika 1, dimenzije i naprezanja rotirajućeg diska.....	3
Slika 2, girobus.....	6
Slika 3, mehanička baterija (KERS) projekta Flybus.....	6
Slika 4, girolokomotiva [8].....	7
Slika 5, primjer mehaničke baterije.....	8
Slika 6, koncept 1.....	9
Slika 7, koncept 2.....	10
Slika 8, koncept 3.....	10
Slika 9, koncept 4.....	11
Slika 10, 5. koncept.....	11
Slika 11, geometrijske značajke momenta inercije [9].....	13
Slika 12, odnos mase i visine o promjeru.....	15
Slika 13, presjek prve varijante izvedbe mehaničke baterije.....	17
Slika 14, presjek druge varijante izvedbe mehaničke baterije.....	18
Slika 15, dijagram cirkularnih i radijalnih naprezanja zamašnjaka.....	18
Slika 16, dimenzije i opterećenje prve razine.....	19
Slika 17, dimenzije i opterećenje nosača ležaja s prihvatom za motor.....	20
Slika 18, opterećenje vratila.....	21
Slika 19, dijagram faktora veličine strojnog dijela b_1 [10].....	22
Slika 20, dijagram faktora kvalitete strojne obrade b_2 [10].....	22
Slika 21, smještaj ležajeva na vratilu zamašnjaka.....	23
Slika 22, dimenzije i opterećenje nosača motora.....	25
Slika 23, smještaj zamašnjaka u drugoj varijanti.....	25
Slika 24, torzijski vibracijski model s dva stupnja slobode.....	26
Slika 25, mehanički model torzijskih vibracija 2. varijante.....	28
Slika 26, mehanički model fleksijskih vibracija.....	29

Popis tablica

Tablica 1, proizvođači i modeli komponenti 1. varijante	16
Tablica 2, iznosi proračunskih koeficijenata X i Y	24
Tablica 3, iznos proračunskog koeficijenta f_0	24

Popis tehničke dokumentacije

broj crteža	naziv
MB1000	Mehanička baterija, 1. varijanta
MB2000	Mehanička baterija, 2. varijanta
MB0001	Temeljna ploča
MB0002	Nosač ležaja
MB0003	Nosač ležaja s prihvatom za motor
MB0004	Obujmica
MB0005	Zaštita spojke
MB0006	Nosač motora
MB0007	Prirubnica motora
MB0008	Postolje magneta
MB0009	Matica M30×1
MB0010	Podložak magneta
MB0100	Prva razina
MB0101	Prirubnica cijevi
MB0200	Druga razina
MB0300	Zamašnjak
MB0301	Vratilo
MB0302	Zamašni disk

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
b_1	–	– faktor veličine strojnog dijela
b_2	–	– faktor kvalitete površinske obrade
C	N	– dinamička nosivost
C_0	N	– statička nosivost
c	N/m Nm/rad	– krutost
c_s	Nm/rad	– torzijska krutost spojke
d	m	– promjer
d_{vr}	m	– promjer vratila
$d_{vr,m}$	m	– promjer vratila motora
E	J N/mm ²	– energija – modul elastičnosti
e	–	– baza prirodnog logaritma
e	–	– proračunski koeficijent
E_k	J	– kinetička energija
F	N	– sila
F_a	N	– aksijalno opterećenje
F_r	N	– radijalno opterećenje
G	N/mm ²	– modul smicanja
G_{zam}	N	– težina zamašnjaka
g	m/s ²	– ubrzanje sile teže ($\approx 9,81 \text{ m/s}^2$)
h	m	– visina
I_p	m ⁴	– polarni moment tromosti
I_y	m ⁴	– moment tromosti oko osi y
i	–	– imaginarna jedinica
J	kg m ²	– moment tromosti mase
J_{em}	kg m ²	– moment tromosti elektromotora
J_{zam}	kg m ²	– moment tromosti zamašnjaka
l	m	– duljina

M_{ekv}	Nm	– ekvivalentni okretni moment
M_{n}	Nm	– nazivni okretni moment
M_{pre}	Nm	– prekretni okretni moment
m	kg	– masa
m_{m}	kg	– masa motora
m_{tp}	kg	– masa temeljne ploče
m_{V1}	kg	– ukupna masa prve varijante
n	okr/min	– broj okretaja
n_{gr}	okr/min	– granični broj okretaja
P	W	– snaga
P_{em}	W	– snaga elektromotora
q	rad m	– poopćeni pomak
R_{e}	N/mm ²	– granica razvlačenja
r	m	– radijus
r_{u}	m	– unutarnji radijus
r_{v}	m	– vanjski radijus
S	–	– faktor sigurnosti
S_{stv}	–	– stvarni faktor sigurnosti
T	Nm	– okretni moment, moment torzije
t	s	– vrijeme
X	–	proračunski koeficijent
Y	–	proračunski koeficijent
π	–	– Ludolfov broj ($\approx 3,14$)
ρ	kg/m ³	– gustoća
σ	N/mm ²	– normalno naprezanje
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	N/mm ²	– glavna naprezanja
σ_{ekv}	N/mm ²	– ekvivalentno naprezanje
σ_{DN}	N/mm ²	– trajna dinamička čvrstoća
σ_{G}	N/mm ²	– naprezanje uslijed težine
σ_{T}	N/mm ²	– naprezanje uslijed okretnog momenta
σ_{r}	N/mm ²	– radijalno naprezanje
σ_{ϕ}	N/mm ²	– cirkularno naprezanje

τ	N/mm ²	– smično naprezanje
ν	–	– Poissonov faktor
φ	–	– faktor udara
ω	rad/s	– kutna brzina
		– kružna frekvencija

Sažetak

Rad sadržava konstrukcijsko rješenje izvedbe mehaničke baterije (zamašnjaka) za zadane projektne parametre. Zamašnjak je predviđen za rad na ispitnoj električnoj mreži. Razmatranjem već postojećih mehaničkih baterija dostupnih na tržištu generirano je nekoliko konceptijskih rješenja izvedbe mehaničke baterije. Nakon odabira optimalnog konstrukcijskog rješenja proračunata je nosiva konstrukcija i zamašnjak i izrađena tehnička dokumentacija. Osim konstruiranja i proračuna rad sadržava i uvodno razmatranje o zamašnjaku kao spremniku i energije uz kratak pregled primjena zamašnjaka u prošlosti i sadašnjosti.

Ključne riječi:

mehanička baterija, zamašnjak, spremnik energije, konstruiranje, proračun

Summary

The paper contains design solution of mechanical battery (flywheel) for given parameters. Flywheel is designed to work on the experimental electrical grid. Examining existing mechanical batteries available on the market several concepts of mechanical battery have been generated. After selecting an optimal structural solution bearing structure and the flywheel have been calculated and the technical documentation has been made. In addition to design and calculation the paper contains an introductory discussion of flywheel as energy storage system and a brief overview of usage of flywheel in the past and present.

Keywords:

mechanical battery, flywheel, energy container, design, calculation

1 Opis zadatka

Primjena obnovljivih izvora kao glavnog izvora energije za energetske mreže zahtjeva ujednačavanje proizvedene snage iz neujednačenog izvora s trenutnim zahtjevima potrošača. Kao rješenje ponuđena su različita skladišta energije koja će pohranjivati višak energije kada proizvodnja premašuje potrošnju te popunjavati nedostatak kada potražnja premašuje proizvodnju. Jedno od mogućih rješenja je upotreba mehaničke baterije (zamašnjaka). Cilj ovog zadatka je ponuditi konstrukcijsko rješenje mehaničke baterije za ispitnu mrežu kojoj je namjena razvoj i testiranje sustava za upravljanje mrežom napajanom prvenstveno iz obnovljivih izvora energije.

2 Projektni parametri

- a) snaga punjenja/pražnjenja: 2 kW
- b) trajanje punjenja/pražnjenja: 10 s
- c) raspon brzina: 3 000–6 000 okr/min
- d) motor: asinkroni IEC veličine 90L, nominalne snage 2.2 kW, sinkrone brzine vrtnje 3000 okr/min pri 50 Hz

3 Zamašnjak kao spremište energije

Čovjek teško rukama i nogama može ostvariti stalnu silu te se zamašnjak kao ispomoć prilikom obavljanja nekih poslova pojavio veoma rano primjerice u lončarskom kolu za oblikovanje glinenih posuda gdje je služio kao jednostavno sredstvo održavanja konstantne brzine vrtnje između dva pritiska nogom na pedal. Moderna primjena zamašnjaka ostvarena je već početkom industrijske revolucije u 19. stoljeću kada se ugrađivao na izlazno vratilo klipnog parnog stroja u svrhu postizanja što mirnijeg rada motora i ujednačenijeg okretnog momenta na njegovom izlazu. Razlog njegove primjene leži u činjenici da klipni parni stroj ne daje konstantan okretni moment u vremenu nego on ovisi o trenutnom stanju pare tj. o termodinamičkim procesima koji se odvijaju u samim cilindrima. Zamašnjak tada, zbog svoje inercije, ne dopušta nagle i skokovite promjene broja okretaja izlaznog vratila i posredno

izlaznog momenta čime omogućuje miran rad motora i smanjuje mogućnost oštećenja uslijed udarnih opterećenja ili nepoželjnih vibracija. Jednaku funkciju danas ima zamašnjak koji se postavlja na izlazno vratilo suvremenih motora s unutarnjim izgaranjem.

Funkciju zamašnjaka u navedenim slučajevima može se pojednostavljeno opisati kao pohranjivanje suviška kinetičke energije motora koja se potom oslobađa u trenucima kada motoru ponestane iste. Sličan efekt želimo postići upotrebom zamašnjaka u električnoj mreži s obnovljivim izvorom energije. Zamašnjak će pohranjivati višak proizvedene električne energije tokom razdoblja snažnog vjetra ili insulacije da bi u trenucima kada potražnja premaši proizvodnju, zbog povećane potrošnje ili smanjenje proizvodnje (zatišje vjetra ili noć), mreži počeo predavati pohranjenu energiju i tako osigurao njezinu stabilnost.

3.1 Princip rada zamašnjaka

Poznato je da svaka masa koja se giba bilo translacijski ili rotacijski posjeduje kinetičku energiju. U slučaju mehaničke baterije odnosno zamašnjaka koji rotira oko svoje osi energiju pohranjenu u njemu možemo izračunati iz poznatog izraza:

$$E_k = \frac{J \cdot \omega^2}{2} \quad (1)$$

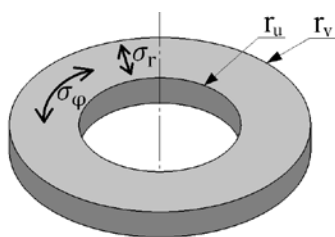
pri čemu je J je moment tromosti mase, a ω kutna brzina zamašnjaka. Iz jednadžbe je vidljivo da je energija proporcionalna kvadratu kutne brzine i momentu tromosti što pri projektiranju zamašnjaka u slučaju povećanja kapaciteta stavlja veći naglasak na povećanje broja okretaja umjesto povećanja inercije i posredno same mase zamašnjaka.

Ubrzavanjem zamašnjak pohranjuje energiju, a prilikom usporavanja oslobađa energiju. U slučaju mehaničke baterije zamašnjak je priključen na elektromotor koji ovisno o režimu rada može biti motor ili generator te stoga dok je spojen na električnu mrežu motor pretvara električnu energiju u kinetičku energiju zamašnjaka, a u slučaju nestanka struje elektromotor postaje generator i počinje samostalno proizvoditi struju za potrebe mreže pretvarajući kinetičku energiju zamašnjaka natrag u električnu energiju. Energija koju može dati zamašnjak ovisi o razlici kutnih brzina na početku i na kraju pražnjenja. Budući da je moment tromosti zamašnjaka konstantan, oslobođena energija računa se prema izrazu:

$$E = E_{k1} - E_{k2} = \frac{J}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (2)$$

gdje je ω_1 je početna kutna brzina zamašnjaka, a ω_2 je krajnja kutna brzina zamašnjaka. Zbog proporcionalnosti energije i kvadrata kutne brzine smanjivanjem broja okretaja zamašnjaka na polovicu početnog osloboditi će se 75% početne energije zamašnjaka te stoga zaustavljanje zamašnjaka ne bi doprinijelo oslobađanju znatnijih količina energije dok bi uzrokovalo probleme vezane uz rad generatora na malim brzinama te fluktuacije trenja pri zaustavljanju/pokretanju zamašnjaka,

3.2 Naprezanja u zamašnjaku



Slika 1, dimenzije i naprezanja rotirajućeg diska

Uzrok naprezanja u zamašnjaku je centrifugalno ubrzanje koje djeluje na masu zamašnjaka što za posljedicu ima djelovanje sile koja teži kidanju zamašnjaka u svim smjerovima u ravnini okomitoj na os rotacije. Ukoliko zanemarimo vlastitu težinu, u materijalu se javlja dvoosno stanje naprezanja koje se sastoji od cikularne σ_ϕ i radijalne σ_r komponente. Analitički izrazi za izračun naprezanja u homogenom prstenu prema [5] su:

$$\sigma_\phi = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_v^2 + r_u^2 - \frac{r_v^2 r_u^2}{r} - r^2 \right) \quad (3)$$

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_v^2 + r_u^2 + \frac{r_v^2 r_u^2}{r} - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} r^2 \right) \quad (4)$$

pri čemu je ρ gustoća materijala prstena, ν Poissonov faktor materijala prstena, ω trenutna kutna brzina prstena, r_v vanjski polumjer prstena dok je r_u unutarnji polumjer prstena, a r radijus na kojem se računaju naprezanja. Ukoliko umjesto prstena razmatramo homogeni disk bez središnjeg provrta za unutarnji promjer r_u potrebno je uvrstiti vrijednost 0.

Iz izraza je vidljivo da su naprezanje proporcionalna gustoći materijala zbog čega se u materijalima velike gustoće kao što je čelik ($\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$) već pri malim brzinama vrtnje javljaju velika naprezanja. Stoga su po pitanju naprezanja povoljniji materijali veće specifične

čvrstoće (omjera čvrstoće i gustoće), kao što su kompoziti, što im omogućuje da za iste dimenzije kao i metalni zamašnjaci budu podvrgnuti većim brzinama vrtnje, doduše zbog male gustoće moment inercije takvih zamašnjaka je mali.

3.3 Podjela zamašnjaka

Kao što je već i prije spomenuto postoje dva mehanizma povećanja energijskog kapaciteta zamašnjaka, a to su povećanje momenta tromosti i povećanje kutne brzine. Vrsta materijal u tome igra značajnu ulogu pri čemu je čvrstoća glavno ograničenje prilikom odabira dimenzija i brzine vrtnje jer bi u slučaju sloma konstrukcije dijelovi zamašnjaka bili lansirani velikom brzinom u svim smjerovima što predstavlja opasnost po materijalne resurse kao i teške ozljede ljudi.

Ovisno o graničnoj brzini vrtnje n razlikuju se dvije vrste zamašnjaka:

- a) zamašnjaci niskih brzina, $n < 10\,000\text{ min}^{-1}$
- b) zamašnjaci visokih brzina, $n > 10\,000\text{ min}^{-1}$

Zamašnjaci niskih brzina najčešće se izrađuju od čelika koji su zbog svoje velike gustoće, modula i čvrstoće pogodni za izradu rotora velikih momenata inercije i malih dimenzija. Velika gustoća ujedno uzrokuje i velika naprezanja već pri maloj brzini vrtnje što je to glavni razlog ograničenja brzine vrtnje.

Zamašnjaci visokih brzina izrađuju se od kompozitnih materijala (često s ojačalima od ugljičnih vlakana) koji zbog svoje visoke specifične čvrstoće omogućuju izradu lakih rotora pogodnih za velike brojeve okretaja (komercijalno dostupni modeli vrte se sa **80 000** okr/min).

Prema navedenome vidljivo je da se vrste zamašnjaka međusobno nadopunjuju, a ne isključuju i da odabir izvedbe rotora ovisi o zahtjevima u vidu tražene snage i vremena u kojem je tu snagu potrebno ostvariti.

3.4 Prednosti i nedostaci

Zamašnjak kao mehanička baterija ima stanovite prednosti u odnosu na konvencionalne baterije od kojih valja istaknuti:

- 1) kratko vrijeme odziva – zamašnjak je sposoban gotovo trenutno preći iz stanja punjenja u stanje predaje energije generatoru
- 2) gotovo neograničeni broj ciklusa punjenja i pražnjenja bez gubitka kapaciteta što nije slučaj sa konvencionalnim baterijama
- 3) duži vijek trajanja i manji troškovi održavanja
- 4) kratko vrijeme punjenja – u svega nekoliko minuta zamašnjak se može ubrzati od nule do nazivne brzine tj. može postići maksimalan kapacitet
- 5) lagano mjerenje stupnja napunjenosti mjerenjem broja okretaja rotora
- 6) korisnost veća od 80%
- 7) ekološki prihvatljiviji – materijali zamašnjaka mogu se lako reciklirati
- 8) ista rješenja su pogodna za široki raspon snaga

Od nedostataka valja izdvojiti sljedeće:

- 1) nepogodnost za dugoročno spremanje energije jer se zbog trenja u ležajevima i otpora zraka zamašnjak samostalno usporava
- 2) nešto veći investicijski troškovi zbog potrebe za složenijom opremom (vezano uglavnom za regulaciju) nego što je slučaj s konvencionalnim baterijama
- 3) u slučaju da dođe do pucanja rotora postoji velika opasnost od ozljeđivanja jer će dijelovi biti ođaslati velikim brzinama u svim smjerovima te stoga zamašnjak mora biti izveden tako da se maksimalno smanji mogućnost njegova pucanja, a potom i mogućnost da odvojeni dijelovi rotora izađu iz kućišta

4 Primjena mehaničke baterije

4.1 Vozila

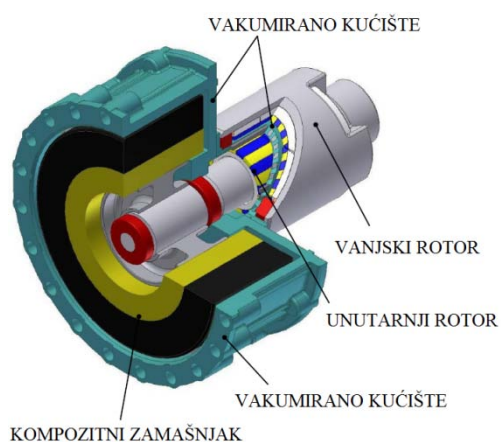


Slika 2, girobus

U povijesti bilo je nekoliko ranijih pokušaja primjene zamašnjaka kao baterije za pohranu energije za pokretanje vozila. Među poznatijim primjerima je girobus iz 50-ih godina prošlog stoljeća, prikazan na slici 2, , proizvodila ga je tvrtka **Oerlikon**. Girobus je imao ispod poda smješten čelični zamašnjak ukupne mase od 3 t uz maksimalnu brzinu vrtnje od 3000 okr/min. Autobus je na krovu imao oduzimače struje kojima se prilikom stajanja na stanici prikapčao na električnu mrežu i „punio“ zamašnjak dok bi za vrijeme putovanja zamašnjak predavao energiju potrebnu za savladavanje otpore vožnje.

Da bi se u potpunosti napunio zamašnjak je na mrežu trebao biti spojen svega 3 minute te je napunjen mogao prevesti autobus između 6 do 8 km brzinom od 60 km/h što je posve zadovoljavajuće za uvjete i potrebe gradske vožnje. Primjena girobusa nije se proširila zbog tada jeftine nafte i skupe struje. Zbog suvremenog povećanja cijene nafte i naftnih derivata sve se više konstruiraju vozila kojima se želi potrošnja goriva svesti na najmanju mjeru i koja su ekološki prihvatljivija po pitanju emisija štetnih plinova što otvara mogućnost ponovno korištenja mehaničke baterije pa tako možda i u obliku nekog novog girobusa koji bi savladao nedostatke starog upotrebom suvremenih materijala, tehnologije i znanja.

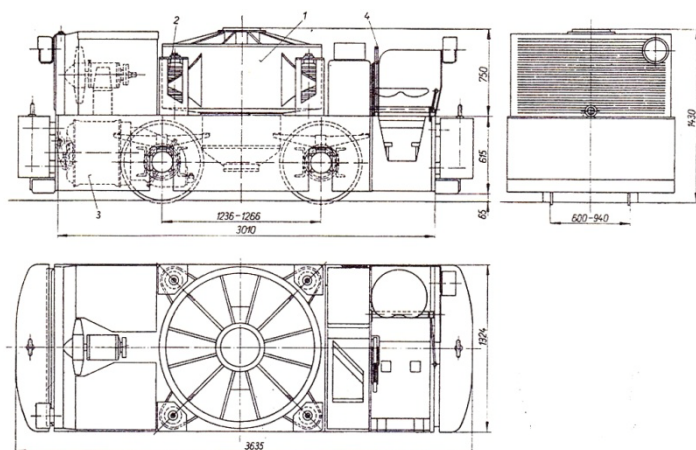
S ciljem manje potrošnje goriva danas se konstruiraju sustavi koji kinetičku energiju vozila pri kočenju pohranjuju u zamašnjak koji tu energiju ponovno vraća kada je potrebno vozilo pokrenuti ili ubrzati nagon kočenja. Takav sustav omogućuje znatnu uštedu goriva posebice u gradskoj vožnji za koju je karakteristično često zaustavljanje i pokretanje kada se umjesto pretvaranja kinetičke energije vozila u toplinu na kočnicama ona pohranjuje i ponovno koristi pri pokretanju.



Slika 3, mehanička baterija (KERS) projekta Flybus

U automobilizmu mehanička baterija se obično krije iza naziva **KERS** (skraćeno iz engleskog **Kinetic Energy Recovery System**), koji se od 2009. godine upotrebljava u Formuli 1. Postoji primjerice i projekt **Flybus** kojem je cilj upotrebom mehaničke baterije u kombinaciji s kontinuiranim varijabilnim prijenosom (eng. **Continuously Variable Transmission** ili **CVT**) smanji potrošnju goriva gradskih autobusa za 20% (izgled konstrukcije prikazan je na slici 3).

Bilo je i pokušaja ugradnje mehaničke baterije i u pružna vozila koja zbog prisilnog vođenja omogućuju povoljniju okolinu za smještanje zamašnjaka bez naglih promjena smjera, poniranja i vibracija nego što je to slučaj za cestovna vozila. Jedan takav primjer je i girolokomotiva tvrtke **Oerlikon** prikazana na slici 4. Lokomotiva je predviđena za rad u rudniku i nakon „punjenja“ u stanju je prijeći nekoliko kilometara do sljedeće priključne stanice pod punim opterećenjem.



Sl. 84. Rudnička jamska girolokomotiva tvornice Maschinenfabrik Oerlikon; masa lokomotive 9,3 t. 1 girouređaj (elektrogiro), 2 potpore za girouređaj, 3 vučni motor s prijenosnikom, 4 poluga ručne kočnice

Slika 4, girolokomotiva [8]

Kako bi se smanjili hidrodinamički otpori zamašnjak je smješten u kućište ispunjeno vodikom pod tlakom od 0,07 MPa. U provedenim pokusima bilo je potrebno čak više od **11 sati** da se zamašnjak u potpunosti zaustavi ako je pušten da se slobodno vrti s brzine od 3000 okr/min.

4.2 Stacionarne jedinice

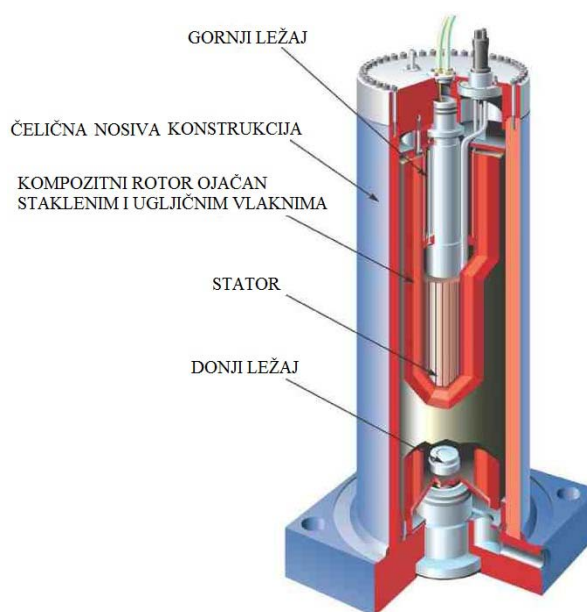
Stacionarne jedinice mehaničkih baterija u upotrebi su u svrhu stabilizacije energetske mreže ili kao pomoćni izvor električne energije koji u slučaju nestanka struje premošćuje razdoblje potrebno da se upali dizelski generator (eng. **Uninterruptible Power Supply** ili **UPS**). Jedan od proizvođača jedinica za neprekidno napajanje je **Caterpillar** koji nudi nekoliko modela ovisno o traženoj snazi. Učestala je i primjena i u laboratorijske svrhe kada je potrebno osigurati velike količine energije u kratkom vremenskom intervalu što bi za električnu mrežu predstavljalo veliki udar i opterećenje dok za zamašnjak to ne predstavlja

nikakav problem. Za mogućnosti primjene mehaničke baterije zainteresirana je i vojska te bi novi nosači aviona klase Gerald R. Ford američke mornarice mogli imati avionske katapulte za lansiranje na pogon energijom iz zamašnjaka, a ne pomoću pare kao što je to bio slučaj do sada.

Na tržištu se nudi više modela različitih proizvođača baterija za različite snage i vremena pražnjenja. Raspon snaga je veoma širok i obuhvaća područje od nekoliko stotina Watta do nekoliko tisuća Watta, dok se vremena pražnjenja se kreću u rasponu od 10-ak sekundi do 10-ak minuta dok kapacitet dostiže vrijednosti od 25 kWh.

Na slici 5 prikazan je tipičan izgled mehaničke baterije s glavnim dijelovima. Dostupni podatci upućuju na to da proizvođači konvergiraju prema sličnim rješenjima:

- 1) vertikalna os rotacije
- 2) upotreba magnetskih ležajeva
- 3) upotreba kućišta pod vakuumom
- 4) integralna izvedba elektromotora



Slika 5, primjer mehaničke baterije

Vertikalna os rotacije pogodna je zbog iskorištavanja giroskopskog efekta za samocentriranje i uravnoteženje zamašnjaka. Time se uvelike smanjuje radijalna sila na ležajevе, što za posljedicu ima manje gubitke uslijed trenja.

Eliminiranjem velikog dijela radijalne sile vertikalnom osi rotacije preostaje aksijalna sila na vratilo zamašnjaka koja je posljedica težine. Upotrebom magnetskih aksijalnih ležaja uklanja se potreba za fizičkim dodirima između zamašnjaka i kućišta jer rotor lebdi u magnetskom polju što također doprinosi smanjenju trenja i povećavanju ukupne korisnosti uređaja. Magnetski ležajevi mogu biti izrađeni pomoću trajnih magneta, što se koristi na baterijama manje snage zbog njihove niže cijene i izostanka troškova održavanja, ili elektromagneta, koji se češći u jedinicama velikih snaga kada se i zbog velikih brzina vrtnje koriste i radijalni magnetski ležajevi.

Osim otpora u ležajevima okretanju zamašnjaka suprotstavlja se i otpor zraka kojeg se nastoji umanjiti primjenom vakuuma. Zbog nedostatka zraka može se pojaviti problem

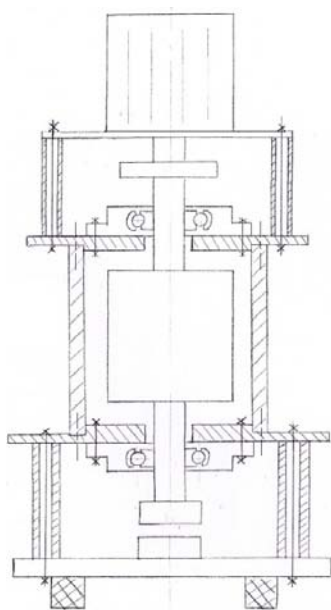
hlađenja namota motora ukoliko samo zračenje nije dovoljno za odvođenje topline koja može nastati kao posljedica induciranja struje u vodičima pri čestom „punjenju“ i „pražnjenju“. Tome se može doskočiti izvedbom dodatnog hlađenja kućišta elektromotora i/ili zamjenjivanjem zraka plinom niskog trenja, kao što su vodik i helij, pod tlakom manjim od atmosferskog.

Integralna izvedba elektromotora na rotoru i kućištu pogodna je u slučaju serijske proizvodnje jedinica većih snaga. Integralnom izvedbom smanjuju se dimenzije i masa baterije, broj dijelova, olakšava brtvljenje u slučaju vakuumiranog kućišta, omogućuje povoljniji način uležištenja rotora i u konačnici snizuje cijena proizvoda.

5 Generiranje konceptijskih rješenja

Na temelju izloženog vidljiva je mogućnost primjene određenog broja već postojećih rješenja stoga će zamašnjak rotirati oko vertikalne osi što će doprinijeti centriranju i rasterećenju ležajeva. Biti će implementiran koncept magnetskih ležajeva u aksijalnom smjeru kako bi kao opterećenje ležajeva uklonili težinu zamašnjaka i time smanjili gubitke.

5.1 Koncept 1



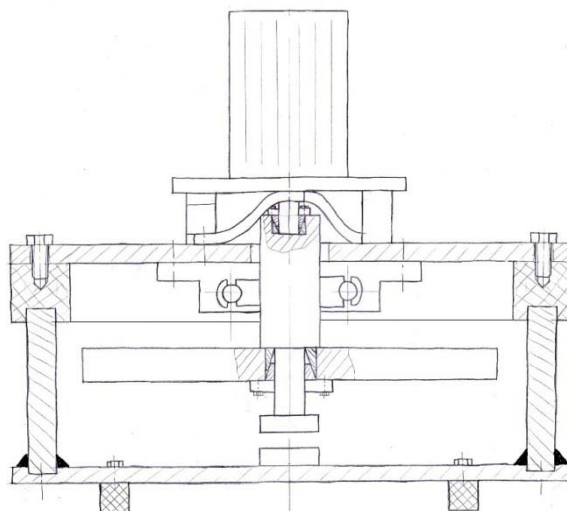
Slika 6, koncept 1

Koncept 1 prikazan je na slici 6. Zamašnjak i vratilo izrađeni su iz jednog dijela uležišteni na dva ležaja koji su na ostatak nosive konstrukcije vezani kružnim pločama. Razmak između ploče koja nosi donjnji ležaj i temeljne ploče te ploče koja nosi gornji ležaj i priрубnice motora (smještenog na vrhu konstrukcije) osigurani su cijevima kroz koje prolaze vijci dok je na mjestu zamašnjaka razmak osiguran cijevi velikog promjera koja ga u potpunosti obuhvaća i služi ujedno i kao zaštitna pregrada. Vratilo zamašnjaka i vratilo motora vezani su elastičnom spojkom. U svrhu rasterećenja ležajeva od vlastite težine zamašnjaka na donji kraj vratila i na temeljnu ploču smješten je par magneta okrenutih međusobno istoimenim polovima kako bi se ostvarila odbojna sila između njih.

Cijela konstrukcija oslonjena je na tri gumena podloška.

5.2 Koncept 2

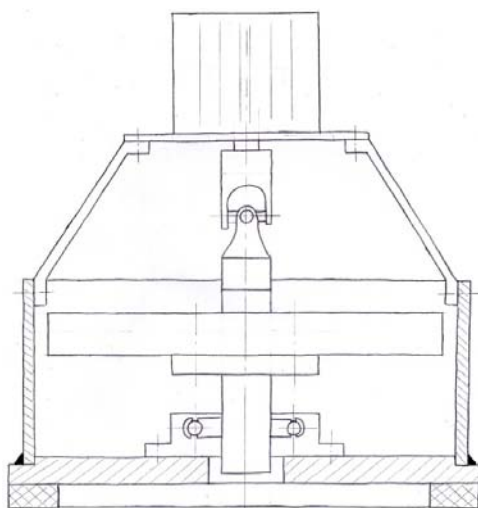
Koncept 2 prikazan je na slici 7. Zamašnjak je izveden u obliku diska i sa vratilom povezan pomoću stezne ljuske. Vratilo je uležišteno na jednom standardnom kugličnom radijalnom ležaju, a u aksijalnom smjeru parom magneta koji prenose težinu na nosivu konstrukciju. Kružna ploča na kojoj se nalazi ležaj učvršćena je na prsten vulkanizirane gume na cijevi koja obuhvaća zamašnjak.



Slika 7, koncept 2

Spoj vrtila motora i zamašnjaka ostvaren je pomoću još jedne stezne ljuske smještene unutar vrtila zamašnjaka. Motor je učvršćen pomoću četiri profila od opružnog čelika koji dopuštaju male pomake motora. Primarna funkcija im je sprečavanje okretanje kućišta motora uslijed djelovanja okretnog momenta budući da par magneta preuzima težinu elektromotora. Kao i kod prve varijante cijela nosiva konstrukcija oslonjena je na tri gumena podloška.

5.3 Koncept 3

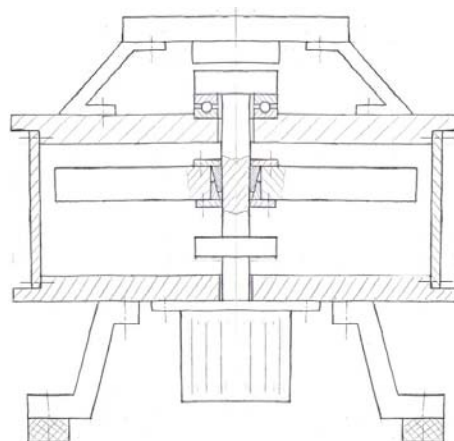


Slika 8, koncept 3

U trećem konceptu prikazanom na slici 8 spoj zamašnjaka u obliku diska i vrtila ostvaren je vijcima koji se pričvršćuju na priрубnicu na vratilu. Uležištenje vrtila je ostvareno samo jednim radijalno-aksijalnim ležajem smještenim na temeljnoj ploči, a s vratilom elektromotora povezano je pomoću kardanskog zgloba. Zamašnjak je smješten unutar cijevi koja je zavarena na temeljnu ploču dok je elektromotor povezan za cijev s četiri pločice deformiranih krajeva. Temeljna ploča leži na prstenu izrađenom od prešane metalne žice koja prigušuje vibracije.

5.4 Koncept 4

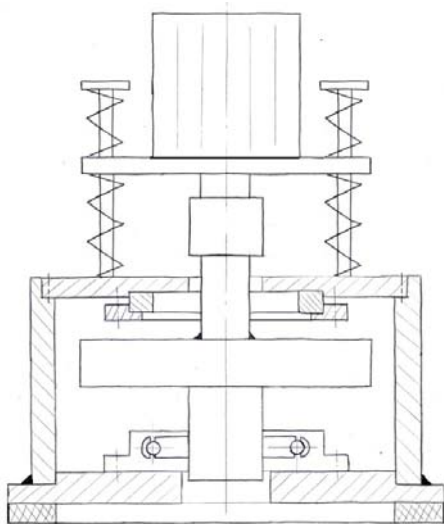
U četvrtom konceptu prikazanom na slici 9 elektro-motor je smješten s donje strane zamašnjaka s čijim je vratilom pak povezan elastičnom spojkom. Sam disk zamašnjaka vezan je za vratilo steznom ljuskom dok je vratilo na gornjem kraju uležišteno na jedan aksijalni ležaj. Iznad naslona za ležaj nalazi se trajni magnet koji povlači vratilo prema gore i rasterećuje aksijalni ležaj i ležajeve motora.



Slika 9, koncept 4

Magnet je učvršćen na ploču koja je pomoću tri oslonca povezana s ostatkom konstrukcije koju tvore dvije kružne ploče, na kojima su smješteni ležaj i elektromotor, te cijev velikog promjera koja obuhvaća zamašnjak. Sve to zajedno oslonjeno je na četiri noge s gumenim podloščima.

5.5 Koncept 5



Slika 10, 5. koncept

U ovom konceptu, prikazanom na slici 10, izvedbe mehaničke baterije zamašnjak i vratilo su spojeni zavarom, vratilo je s donje strane uležišteno, a s gornje vezano za vratilo elektromotora oklopnom spojkom čime je omogućeno da se na vratilo prenese puna težina elektromotora. Iznad diska zamašnjaka smješten je magnetski prsten koji privlači zamašnjak i tako rastereterećuje ležajeve u aksijalnom smjeru. Prstenom s profiliranim utorom je magnet spojen na ploču.

Kroz rupe na priрубnici motora provučene su vodilice oko kojih su smještene spiralne opruge koje omogućavaju radijalne pomake motora budući da je vratilo elektromotora kruto vezano za zamašnjak. Temeljna ploča oslonjena je na prsten od gume.

5.6 Odabir izvedbe

Kao najprikladnije rješenje odabran je **koncept 1** koji će biti izveden kao modularan s mogućnosti ugradnje zamašnjaka izravno na vratilo elektromotora što zahtjeva da izvedba zamašnjaka i vratila bude izvedena u dva dijela: vratilo i disk s provrtom na sredini. Kao spojni element koriste se stezne ljuske koje omogućavaju brzu i jednostavnu ugradnju, a ujedno omogućuju i centriranje diska zamašnjaka. Također treba postojati mogućnost ugradnje magneta u oba slučaja izvedbe, a ležajevi trebaju biti dimenzionirani tako da u slučaju otkazivanja rada magneta mogu preuzeti aksijalnu silu jednaku težini zamašnjaka. 1. koncept odabran je zbog „klasične“ i sigurne izvedbe čije se ponašanje može jasno predvidjeti i shodno tome prilagoditi konstrukciju.

Koncept 2 sadržava potencijalni problem održavanja vertikalnosti osi rotacije budući da čelični profili samo pridržavaju motor, a jedan ležaj (izvan motora) u tom slučaju ne onemogućuje u potpunosti pojavu precesije zamašnjaka i posljedično naginjanje osi rotacije što može uzrokovati vibracije motora.

U **konceptu 3** željelo se postići upotrebom kardanskog zgloba uležištenje koje će tvoriti Gerbervu gredu od vratila motora i vratila zamašnjaka i tako ostvariti statički određenu konstrukciju koja ima povoljniji način opterećenja od statički neodređene. Koncept 3 zbog ograničenja na maksimalan broj okretaja od 4500 min^{-1} dobavljivih kardanskih zglobova nije izvediv, a također onemogućena je i upotreba kardanskog zgloba umjesto elastične spojke u prvom konceptijskom rješenju što bi također omogućilo formiranje gerberove grede i u toj izvedbi.

Glavni nedostatak **koncepta 4** je da je zbog smještanja elektromotora na donju stranu zamašnjak podignut što za posljedicu ima relativno visoko težište što doprinosi nestabilnosti konstrukcije i povećava opasnost od prevrtanja.

Koncept 5 slična je trećem konceptu samo što umjesto kardanskog zgloba vratila su povezana oklopnom spojkom koja ih čvrsto povezuje što je nedostatak jer tolerancije moraju biti veoma uske što značajno poskupljuje izradu. Također vrlo je teško točno proračunati privlačnu silu prstenastog magneta koji bi trebao prenositi težinu zamašnjaka na kućište, a bez opširnijeg proračuna nije moguće utvrditi hoće li magnetski prsten utjecati na magnetska polja unutar samog motora budući da mu je smješten razmjerno blizu.

6 Oblikovanje zamašnjaka

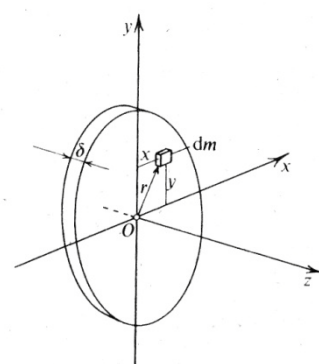
6.1 Oblik

Opći izraz momenta inercije mase oko osi rotacije z glasi:

$$J_z = \int_m r^2 dm \quad (5)$$

gdje je r udaljenost mase od osi rotacije, a m ukupna masa tijela. Iz izraza je vidljivo da je moment inercije veći što je smještena dalje od osi rotacije te stoga postoji nekoliko krajnjih mogućnosti kako rasporediti masu i oblikovati zamašnjak kako bi se postigla željena inercija.

- a) valjak
- b) disk
- c) prsten



Slika 11, geometrijske značajke momenta inercije [9]

U slučaju valjka sva masa je koncentrirana neposredno uz os rotacije što za posljedicu ima veliku duljinu i poprilično veliku masu zamašnjaka. S druge strane valjak zbog malog promjera omogućuje primjenu velike brzine vrtnje.

Oblik diska puno racionalnije raspoređuje masu u svrhu postizanja željene inercije. Nedostatak bi mu bio veliki promjer i posljedično relativno nizak maksimalan broj okretaja.

Prsten omogućuje izradu zamašnjaka velikog promjera, male visine i iznimno male mase, u odnosu na zamašnjake iste inercije drugih oblika, zbog činjenice da je sva masa koncentrirana u uskom pojasu daleko od osi rotacije gdje je njezin utjecaj na ukupnu inerciju najveći. Pritom se javlja konstrukcijski problem ostvarivanja spoja prstena s glavinom kao i balansiranje cijelog sustava zbog nejednolike raspodjele mase u prostoru upotrebom paoka. Također zbog velikog promjera raspon brzina je znatno ograničen.

Navedeni primjeri su samo teoretski slučajevi oblikovanja zamašnjaka, ali pružaju jasan uvid u prednosti i mane svake vrste izvedbe. Primjerice zamašnjak u obliku prstena s

paocima je pogodan za primjenu na sporohodnim strojevima kada do izražaja dolazi njegova ušteda na masi, a zbog male brzine vrtnje nema problema oko balansiranja. Valjak je karakterističniji oblik za izradu zamašnjaka od kompozita, pogotovo za one ojačane ugljičnim vlaknima, koji zbog visoke specifične čvrstoće u kombinaciji s malim promjerom omogućavaju ekstremno velike brojeve okretaja čime se postiže veliki kapacitet baterije uz malu ukupnu masu i volumen. Za izvedu zamašnjaka od čelika najpogodnija je izvedba u obliku diska koji je kompromis između valjka i prstena za koji čelik ima najpogodnija svojstva (gušći je i teži od kompozita, a istovremeno i čvršći od lijevanog željeza).

6.2 Dimenzije i masa

Potrebna inercija zamašnjaka proizlazi iz kapaciteta koji je jednak umnošku potrebne snage i vremena pražnjenja baterije. Kao izlaznu snagu za određivanje potrebe inercije uzeta je maksimalna snaga motora od 2,2 kW.

$$\frac{J}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2) = P_{em} \cdot t \quad (6)$$

$$J = \frac{2 \cdot P_{em} \cdot t}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \quad (7)$$

$$\omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{6000 \cdot \pi}{30} = 628 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (8)$$

$$\omega_2 = \frac{n_2 \cdot \pi}{30} = \frac{3000 \cdot \pi}{30} = 314 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (9)$$

$$J = \frac{2 \cdot P \cdot t}{\omega_1^2 - \omega_2^2} = \frac{2 \cdot 2,2 \cdot 10}{628^2 - 314^2} = 0,1488 \text{ kg m}^2 \quad (10)$$

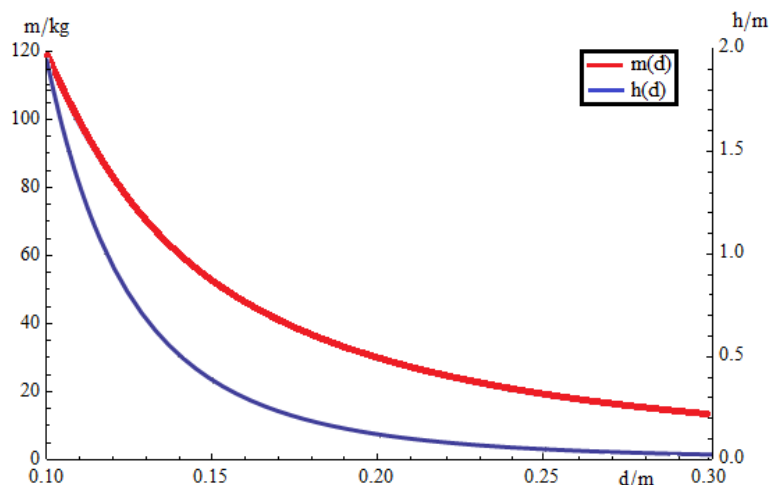
Poznavajući inerciju mogu se izračunati dimenzije zamašnjaka. Razmatra se oblik valjka i diska koji imaju istu geometriju samo ih razlikuju omjeri promjera d i visine h . Ovisnost dimenzija glasi:

$$h = \frac{32 J}{\pi \cdot d^4 \cdot \rho} \quad (11)$$

dok masu slijedi iz

$$m = \frac{d^2 \pi \cdot h \cdot \rho}{4} \quad (12)$$

Najpregledniji odnos dimenzija i mase prema promjeru daje grafički prikaz. Za materijal zamašnjaka odabran je čelik čija gustoća ρ iznosi oko 7800 kg/m^3 .



Slika 12, odnos mase i visine o promjeru

Iz dijagrama je vidljivo da sa smanjenjem promjera tj. povećanjem visine zamašnjaka masa značajno raste. Također iz konstrukcijskih razloga nije poželjno da visina zamašnjaka bude manja od 20 mm te stoga se neće razmatrati promjeri za koje je to slučaj.

U svrhu izrade lagane cjelokupne konstrukcije odluka je izvoditi zamašnjak maksimalnog promjera koji nam dobavljač može isporučiti što iznosi 250 mm, pričvršćivanje diska za vratilo steznom ljuskom zahtijeva ujedno i provrt na sredini diska promjera 50 mm. Iz dijagrama na slici 12 može se očitati da će za traženu inerciju potrebna visina diska bi oko 50 mm, inercija i masa takvog zamašnjog diska iznose:

$$J_{\text{zam}} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot h}{32} (d_v^4 - d_u^4) = \frac{\pi \cdot 7800 \cdot 0,05}{32} (0,25^4 - 0,05^4) = 0,1493 \text{ kg m}^2 \quad (13)$$

$$m = \frac{(d_v^2 - d_u^2) \cdot \pi \cdot h \cdot \rho}{4} = \frac{(0,25^2 - 0,05^2) \cdot \pi \cdot 0,05 \cdot 7800}{4} = 19,34 \text{ kg} \quad (14)$$

Za zadane dimenzije inercija diska odstupa od zahtijevane manje od 1% te stoga nije potrebno vršiti korekciju dimenzija, a budući da ostali rotirajući dijelovi konstrukcije (vratilo, elektromotor i spojka) imaju znatno manje momente inercije od diska njihov doprinos ukupnoj inerciji će se zanemariti. Realna konstrukcija će stoga imati nešto veću inerciju od zahtijevane, ali to neće znatno utjecati na svojstva mehaničke baterije.

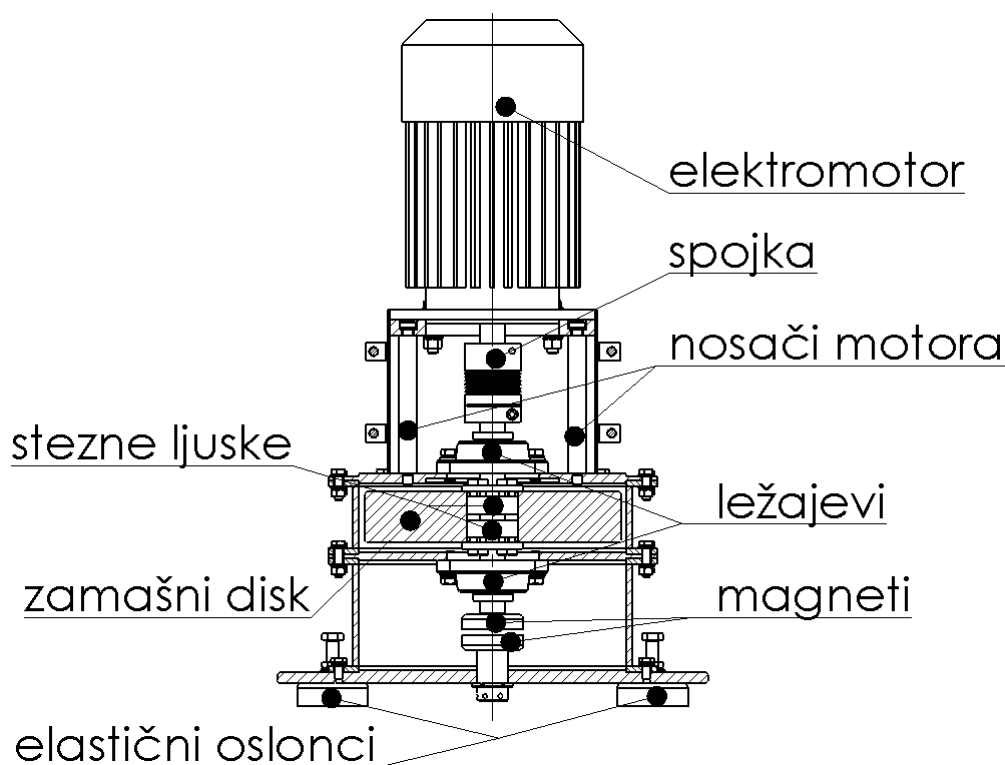
7 Konstrukcijsko rješenje

7.1 1. varijanta

Na slici 13 prikazan je izgled 1. varijante izvedbe mehaničke baterije s naznačenim glavnim komponentama. Detaljniji sklopni crtež nalazi se u tehničkoj dokumentaciji, crtež broj **MB1000**. Proizvođači i modeli pojedinih komponenti navedeni su u tablici 1, a izvaci iz kataloga proizvođača dani su u prilogima.

Tablica 1, proizvođači i modeli komponenti 1. varijante

komponenta	proizvođač	model
elektromotor	Siemens	1LE1001-0EA4_
spojka	R+W	BK2/30/77/25/24
ležajevi	SKF	FYJ 30 KF
stezne ljske	SIT Spa	SIT-LOCK 7 25×50
magnetski priljepci	Artas	P60
elastični oslonci	Eriks	TF 250

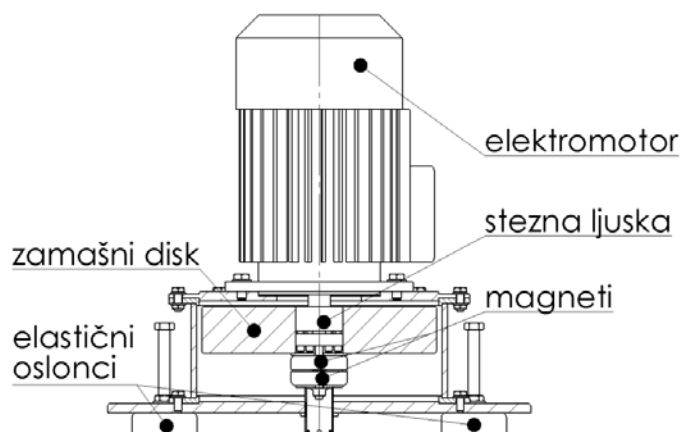


Slika 13, presjek prve varijante izvedbe mehaničke baterije

Zamašni disk je pomoću dvije stezne ljske učvršćen na vratilo koje je pak pomoću dva ležaja s kućištem učvršćeno za nosivu konstrukciju. S jedne strane vratilo zamašnjaka je povezano s vratilom elektromotora elastičnom spojkom dok se na drugoj strani nalazi magnetski priljepak. Drugu magnetski priljepak oslonjen je na nosivu konstrukciju preko platforme s navojem M30×1 čijim se okretanjem može podešavati udaljenost između magneta čime se može regulirati iznos aksijalne sile koja djeluje na vratilo zamašnjaka.

7.2 2. varijanta

Kao što je već i prije spomenuto u 2. varijanti zamašni disk je postavljen izravno na vratilo elektromotora čime je dokinuta potreba za upotrebom ležajeva i spojke. Osim u dijelovima kojih nema 2. varijanta se razlikuje od prve što ima samo jednu steznu ljsku budući da zbog smještaja diska drugu ne bi mogli učvrstiti. Proizvođač je isti, ali je drugi model **SIT-LOCK 5A 24×50**. Magnet je pomoću središnjeg gnijezda na vratilu elektromotora učvršćen na zamašnjak, a mehanizam za regulaciju magneta smještenog na nosivoj konstrukciji je ostao nepromijenjen. Detaljniji sklopni crtež nalazi se u tehničkoj dokumentaciji, crtež broj **MB2000**.



Slika 14, presjek druge varijante izvedbe mehaničke baterije

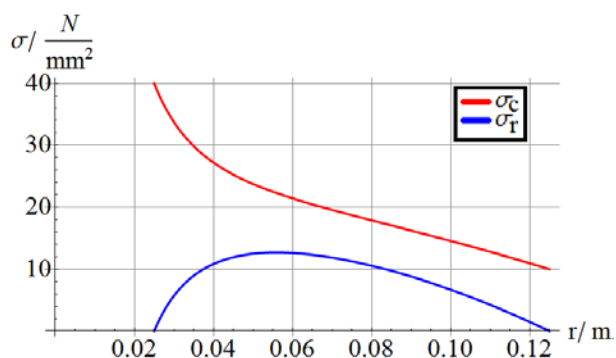
8 Proračun

8.1 Naprezanja u zamašnom disku

Izrazi za izračun cirkularnih i radijalnih naprezanja u rotirajućim diskovima su prikazane u poglavlju 3.2, jednačbe (3) i (4). te se pomoću njih može konstruirati dijagram raspodjele opterećenja duž radijalne koordinate zamašnog diska. Za izračun ekvivalentnog naprezanja koristi se teorija najvećeg posmičnog naprezanja, a naprezanja uslijed vlastite težine zbog malog iznosa se zanemaruju.

$$\sigma_{ekv} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_c \quad (15)$$

1. glavno naprezanje jednako je cirkularnom naprezanju uzrokovano centrifugalnom silom, a
3. glavno naprezanje je zbog zanemarivanja opterećenja vlastite težine jednako 0.

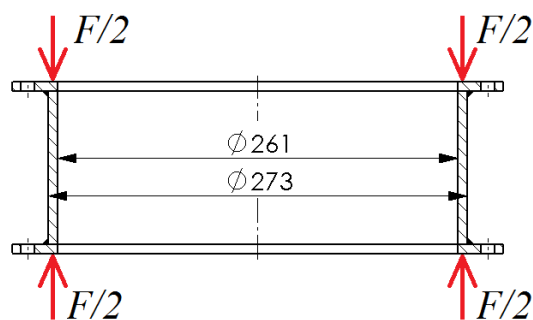


Slika 15, dijagram cirkularnih i radijalnih naprezanja zamašnjaka

Iz dijagrama na slici 15 vidljivo je da je opterećeniji unutrašnji rub diska na kojem ekvivalentno naprezanje iznosi 40 N/mm^2 . Minimalna granica razvlačenja za čelik S 235 JR (Č0361) od kojeg je izrađen disk iznosi $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$. Faktor sigurnosti u odnosu na granicu razvlačenja iznosi:

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{ekv}} = \frac{235}{40} = 5,875 \quad (16)$$

8.2 Opterećenje 1. razine nosive konstrukcije



Slika 16, dimenzije i opterećenje prve razine

1. razina nosive konstrukcije na sebe preuzima težinu svih dijelova konstrukcije koji se na nju oslanjaju i prenosi ih na temeljnu ploču. U proračunu ćemo uračunati i težinu zamašnjaka za slučaj da magneti nisu prisutni nego se zamašnjak oslanja na ležajeve. Ukoliko zadovolji 1. razina tada će zadovoljiti i 2. budući da su cijevi jednakih promjera i debljine stjenki, također zadovoljiti će i 1. razina u 2. varijanti budući da će njezino opterećenje biti i manje zbog manje mase cijele konstrukcije.

$$F = (m_{v1} - m_{tp}) \cdot g = (76 - 13) \cdot g = 618 \text{ N} \quad (17)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{(d_v^2 - d_u^2) \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 618}{(273^2 - 261^2) \cdot \pi} = 0,123 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (18)$$

F – tlačna sila

m_{v1} – ukupna masa 1. varijante

d_v – vanjski promjer

σ – tlačno naprezanje

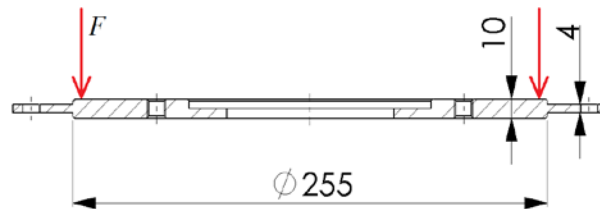
m_{tp} – masa temeljne ploče

d_u – unutarnji promjer

Zbog vrlo malog iznosa tlačnog naprezanja nema potrebe računati sigurnost na izvijanje.

8.3 Opterećenje nosača ležaja s prihvatom za motor

Nosač ležaja s prihvatom za motor najopterećeniji je u 2. varijanti kada na ostatak konstrukcije mora prenijeti težinu motora i u slučaju da zakaže magnetski ležaj i težinu zamašnjaka. U tom slučaju na mjestu vijčanog spoja gdje se naslanja na prirubnicu cijevi na odrez je opterećen najtanji dio nosača.



Slika 17, dimenzije i opterećenje nosača ležaja s prihvatom za motor

$$F = (m_m + m_{zam}) \cdot g = (15 + 19) \cdot g = 333 \text{ N} \quad (19)$$

$$\tau = \frac{F}{d \cdot \pi \cdot h} = \frac{333}{255 \cdot \pi \cdot 4} = 0,104 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (20)$$

F – smična sila

τ – smična sila

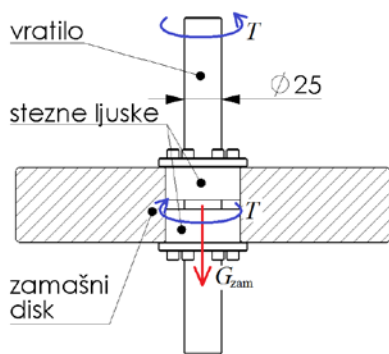
d – promjer nosača na mjestu odreza

h – najmanja debljina nosača

Smično naprezanje je iznimno malo kao i za sve ostale dijelove nosive konstrukcije te zbog činjenice da je ista izrađena od čelika nema opasnosti od njezina loma.

8.4 Prva varijanta

8.4.1 Naprezanja u vratilu zamašnjaka



Slika 18, opterećenje vratila

Vratilo zamašnjaka opterećeno je okretnim momentom koji se prenosi spojkom i težinom zamašnog diska koja se magnetskim priljepcima prenosi na nosivu konstrukciju. Na slici 18 prikazano je opterećenje vratila. Najveći moment uvijanja koji se može pojaviti u eksploataciji određen je prekretnim momentom motora jer u području nadsinkrone brzine vrtnje motor radi u području trajne snage te tada okretni moment opada s povećanjem brzine.

$$T = M_n \cdot \frac{M_{pre}}{M_n} = 7,3 \cdot 3,7 = 27 \text{ Nm} \quad (21)$$

$$\sigma_T = \frac{T}{0,1 \cdot d_{vr}^3} = \frac{27 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 25^3} = 17,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (22)$$

$$\sigma_G = \frac{4 \cdot m_{zam} \cdot g}{d_{vr}^2} = \frac{4 \cdot 19 \cdot g}{25^2} = 1,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (23)$$

T – najveći okretni moment koji opterećuje vratilo

M_n – nazivni okretni moment motora

M_{pre} – prekretni moment motora

σ_T – naprezanja uzrokovana okretnim momentom

d_{vr} – promjer vratila

σ_G – naprezanja uzrokovana težinom

m_{zam} – masa zamašnjaka

Naprezanje uzrokovana težinom zamašnjaka zbog malog iznosa se zanemaruje u daljnjem proračunu. Faktor sigurnosti računa se prema izrazu:

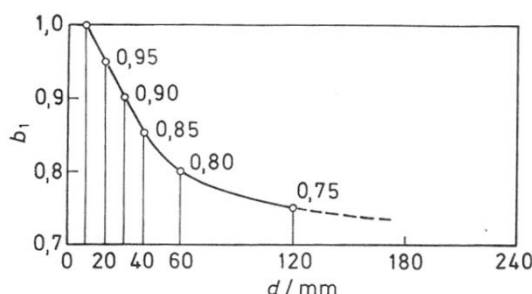
$$S_{stv} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_T} = \frac{0,93 \cdot 0,97 \cdot 170}{1,1 \cdot 17,28} = 8 \quad (24)$$

b_1 – faktor veličine strojnog dijela

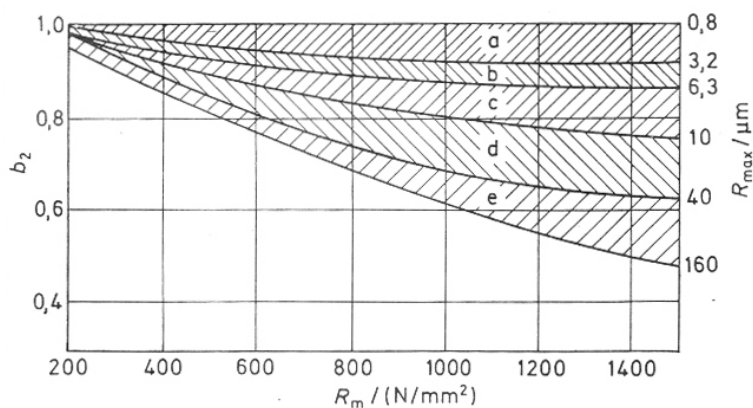
b_2 – faktor kvalitete površinske obrade

σ_{DN} – trajna dinamička čvrstoća za čelik S 235 JR (Č0361)

φ – faktor udara



Slika 19, dijagram faktora veličine strojnog dijela b_1 [10]



Slika 20, dijagram faktora kvalitete strojne obrade b_2 [10]

8.4.2 Provjera opterećenja steznih ljusaka

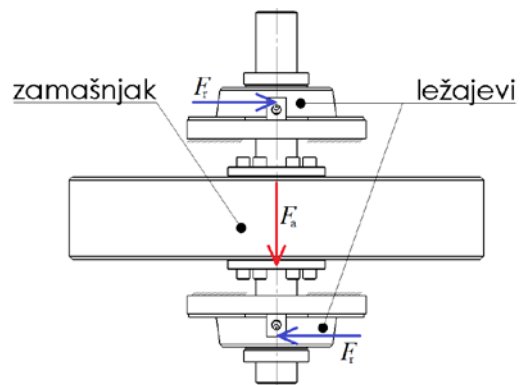
Stezne ljuske koje povezuju vratilo i zamašni disk imaju deklarirani nazivni moment od **420 Nm**. Maksimalni okretni moment koji se steznim ljuskama mora prenijeti sa vratila na disk i obratno jednak je maksimalnom okretnom momentu kojim je opterećeno vratilo. U proračunu se pretpostavlja da jedna stezna ljuska nosi 2/3 ukupnog torzijskog i aksijalnog opterećenja. Aksijalno opterećenje u ovom slučaju je težina zamašnjaka, izraz za ekvivalentni zakretni moment u slučaju dodatnog opterećenja silom u aksijalnom smjeru zadan je u katalogu

$$M_{\text{ekv}} = \frac{2}{3} \sqrt{T^2 + \left(\frac{m_{\text{zam}} \cdot g \cdot d_{\text{vr}}}{2000} \right)^2} = \frac{2}{3} \sqrt{27^2 + \left(\frac{18 \cdot g \cdot 25}{2000} \right)^2} = 18,1 \text{ Nm} \quad (25)$$

Budući da je ekvivalentno opterećenje momentom manje od nazivnog, stezne ljuske zadovoljavaju u cijelom radnom području zamašnjaka.

8.4.3 Provjera nosivosti ležajeva

Predviđena je ugradnja ležaja s kućištem proizvođača SKF statičke nosivosti $C_0 = 11,2 \text{ kN}$ i dinamičke nosivosti $C = 19,5 \text{ kN}$ i graničnog broja okretaja $n_{\text{gr}} = 6300 \text{ min}^{-1}$. Oznaka ležaja je **YSA 206-2FK**. Potrebno je prema naputcima u katalogu provjeriti jesu li opterećenja koja će se javiti manja od deklariranih nosivosti ležajeva.



Slika 21, smještaj ležajeva na vratilu zamašnjaka

Kao najnepovoljniji slučaj opterećenja pretpostavlja se da samo jedan ležaj nosi težinu zamašnjaka i da je radijalno opterećenje uslijed nesavršenosti u izradi i montaže po iznosu jednako dvostrukom aksijalnom opterećenju odnosno težini zamašnjaka.

$$F_a = F_r = m_{\text{zam}} \cdot g = 19 \cdot g = 187 \text{ N} \quad (26)$$

F_a – aksijalno opterećenje

F_r – radijalno opterećenje

Izrazi za izračun ekvivalentnog opterećenja P glase:

$$P = F_r \text{ za } F_a/F_r \leq e \quad (27)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ za } F_a/F_r > e \quad (28)$$

na tablicama 2 i 3 prikazane su vrijednosti proračunskih faktora X , Y i f_0 . Tablice su preuzete iz SKF-ovog kataloga, poveznica na kojoj je moguće skinuti cjeloviti katalog dana je u prilogu. Za dani slučaj opterećenja proračunski koeficijenti poprimaju sljedeće vrijednosti: $f_0 = 14$, $X = 0,46$, $Y = 1,88$.

Tablica 2, iznosi proračunskih koeficijenata X i Y

Calculation factors						
Relative thrust load $f_0 F_a/C_0$	Y-bearing series e	YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP	X	Y	17262(00), 17263(00)	e X Y
0,172	0,29	0,46	1,88		0,19	0,56 2,30
0,345	0,32	0,46	1,71		0,22	0,56 1,99
0,689	0,36	0,46	1,52		0,26	0,56 1,71
1,03	0,38	0,46	1,41		0,28	0,56 1,55
1,38	0,40	0,46	1,34		0,30	0,56 1,45
2,07	0,44	0,46	1,23		0,34	0,56 1,31
3,45	0,49	0,46	1,10		0,38	0,56 1,15
5,17	0,54	0,46	1,01		0,42	0,56 1,04
6,89	0,54	0,46	1,00		0,44	0,56 1,00

Tablica 3, iznos proračunskog koeficijenta f_0

Calculation factor f_0	
Y-bearing series (sizes)	Factor f_0
YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP	
203 – 204	13
205 – 212	14
213 – 218	15
220	14
17262(00)	
03 – 04	13
05 – 12	14
17263(00)	
05	12
06 – 10	13

$$P = 0,46 \cdot 187 + 1,88 \cdot 187 = 438 \text{ N} \quad (29)$$

Opterećenje P je značajno manje od nosivosti ležajeva C , što omogućuje, ukoliko to bude potrebno, i izvedbu sa samo jednim ležajem vratila zamašnjaka.

8.4.4 Opterećenje spojke

Spojka koja povezuje vratila motora i zamašnjaka mora moći prenijeti maksimalan moment koji se može pojaviti u eksploataciji, a to je već prethodno izračunati najveći okretni moment koji opterećuje vratilo $T = 27 \text{ Nm}$. Spojka tvrtke je predviđena je za pogon s nazivnim opterećenjem od **30 Nm** te će stoga zadovoljiti uvjete eksploatacije.

8.4.5 Opterećenje nosača motora

Motor je oslonjen na 4 nosača koja ga povezuju s nosivom konstrukcijom baterije. Spojne šipke su na krajevima čvrsto vezane, vijčanom vezom, za prirubnicu motora i nosač ležaja s prihvatom za motor stoga je srednji dio nosača opterećen tlačno i postoji mogućnost izvijanja. Pretpostaviti ćemo nosač tlačno opterećuje 1/3 težine motora.

$$F = \frac{m_m \cdot g}{3} = \frac{15 \cdot g}{3} = 49 \text{ N} \quad (30)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 49}{18^2 \cdot \pi} = 0,193 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (31)$$

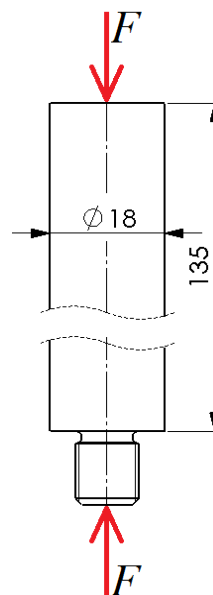
F – tlačna sila

σ – tlačno naprezanje

m_m – masa motora

d – promjer nosača

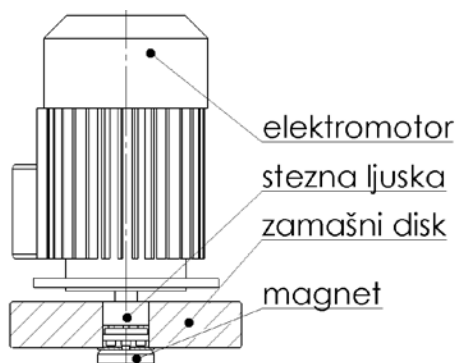
Zbog iznimno malog tlačnog naprezanja i činjenice da je nosač izrađen od čelika nema smisla računati dozvoljeno opterećenje da ne bi došlo do izvijanja jer će nosač sigurno zadovoljavati.



Slika 22, dimenzije i opterećenje nosača motora

8.5 Druga varijanta

8.5.1 Opterećenje stezne ljuske



Slika 23, smještaj zamašnjaka u drugoj varijanti

U drugoj varijanti zamašni disk je pričvršćen izravno na vratilo elektromotora pomoću jedna stezne ljuske oznake nazivnog momenta **650 Nm**. Kao i u prvoj varijanti stezna ljuska opterećena je i aksijalnom silom te je potrebno izračunati ekvivalentni zakretni moment.

$$M_{\text{ekv}} = \sqrt{T^2 + \left(\frac{m_{\text{zam}} \cdot g \cdot d_{\text{vr,m}}}{2000} \right)^2} = \sqrt{27^2 + \left(\frac{18 \cdot g \cdot 24}{2000} \right)^2} = 27,1 \text{ Nm} \quad (30)$$

Ekvivalentni zakretni moment je manji od nazivnog te stoga stezna ljuska zadovoljava.

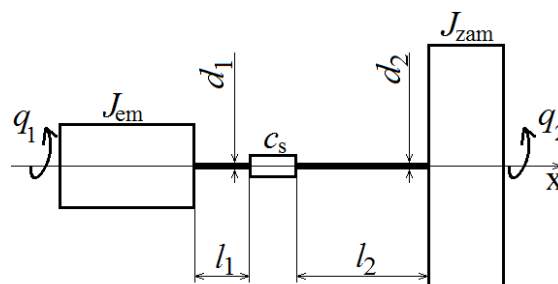
9 Kritične brzine vrtnje

Kritične brzine vrtnje proizlaze iz rezonantnih frekvencija zamašnjaka i vratila pri kojima može doći do pojave oštećenja ukoliko bi se zamašnjak duže vrijeme vrtio tom brzinom. Za potrebe proračuna zamašnjak je diskretiziran u jednostavne mehaničke modele i analiziran. Dva vibracijska sustava vezana su za 1. varijantu i jedan za 2. varijantu.

9.1 1. Torzijske vibracije

9.1.1 1. varijanta

Sustav se diskretizira pomoću dva inercijska i tri elastična člana. Inercije će obuhvaćati inercije zamašnjaka i inerciju elektromotora, a krutosti će obuhvaćati krutosti vratila elektromotora, i zamašnjaka te krutost spojke.



Slika 24, torzijski vibracijski model s dva stupnja slobode

$l_1 = 50 \text{ mm}$ – duljina vratila elektromotora

$d_1 = 24 \text{ mm}$ – promjer vratila elektromotora

$l_2 = 125 \text{ mm}$ – duljina vratila zamašnjaka koje se uvija

$d_2 = 25 \text{ mm}$ – promjer vratila zamašnjak

$J_{em} = 0,0021 \text{ kgm}^2$ – moment inercije elektromotora

$J_{zam} = 0,149 \text{ kgm}^2$ – moment inercije zamašnjaka

$c_s = 28\,000 \text{ Nm/rad}$ – torzijska krutost spojke

q_1, q_2 – zakret inercijskih članova oko osi x

Torzijsku krutost vratila konstantnog poprečnog presjeka računa se prema:

$$c_i = \frac{G \cdot I_{pi}}{l} = \frac{G \cdot d_i^4 \cdot \pi}{32 \cdot l_i} \quad (31)$$

I_p – polarni moment tromosti

$G \approx 81 \text{ GPa}$ – modul smicanja za čelik

$$c_1 = \frac{G \cdot d_1^4 \cdot \pi}{32 \cdot l_1} = \frac{81 \cdot 10^9 \cdot 0.024^4 \cdot \pi}{32 \cdot 0.05} \approx 53\,000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (32)$$

$$c_2 = \frac{G \cdot d_2^4 \cdot \pi}{32 \cdot l_2} = \frac{81 \cdot 10^9 \cdot 0.025^4 \cdot \pi}{32 \cdot 0.125} \approx 25\,000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (33)$$

Vratila i spojka se prilikom uvijanja ponašaju kao serijski spoj opruga te stoga vrijedi izraz za računanje ukupne krutosti takvog sustava.

$$c = \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{53} + \frac{1}{28} + \frac{1}{25} \right)^{-1} \approx 10\,570 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (34)$$

Pretpostavljeni oblik pomaka

$$q_1 = q_{10} \cdot e^{i\omega t} \quad (35)$$

$$q_2 = q_{20} \cdot e^{i\omega t} \quad (36)$$

Uvjeti ravnoteže sustava sa slike XYZ u matričnom obliku:

$$\begin{bmatrix} J_{em} & 0 \\ 0 & J_{zam} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (37)$$

Rješavanjem problema vlastitih vrijednosti dobije se izraz:

$$\omega^2(J_{em} \cdot J_{zam}\omega^2 - J_{em} \cdot c - J_{zam} \cdot c) = 0 \quad (38)$$

Tri rješenja zadovoljavaju izraz pri čemu se zanemaruje negativno rješenje za kružnu frekvenciju budući da ono nema fizikalno značenje te stoga preostaju samo dva rješenja.

$$\omega_1 = 0 \quad (39)$$

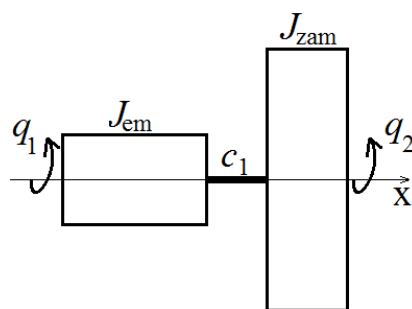
$$\omega_2 = \sqrt{\frac{(J_{em} + J_{zam}) \cdot c}{J_{em} \cdot J_{zam}}} = \sqrt{\frac{(0,0021 + 0,149) \cdot 10570}{0,0021 \cdot 0,149}} \approx 2\,260 \text{ s}^{-1} \quad (40)$$

Kružna frekvencija jednaka 0 je za slučaj kada se sustav giba kao kruto tijelo odnosno za slučaj kada nema torzijskih vibracija, a za drugi slučaj potrebno je preračunati kružnu frekvenciju u broj okretaja u minuti.

$$n_2 = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 2\,260}{\pi} \approx 21\,580 \text{ min}^{-1} \quad (41)$$

9.1.2 2. varijanta

U drugoj varijanti sustav također ima 2 stupnja slobode, ali budući da je disk učvršćen izravno na vratilo elektromotora samo ono doprinosi krutosti sustava. Jednadžbe su jednake kao i kod 1. varijante samo je ukupna krutost zamijenjena krutosti vratila elektromotora.



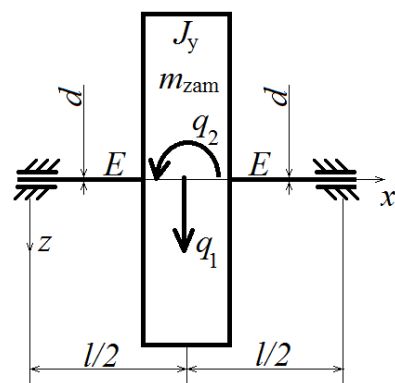
Slika 25, mehanički model torzijskih vibracija 2. varijante

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{(J_{em} + J_{zam}) \cdot c_{em}}{J_{em} \cdot J_{zam}}} = \sqrt{\frac{(0,0021 + 0,149) \cdot 53\,000}{0,0021 \cdot 0,149}} \approx 5\,060 \text{ s}^{-1} \quad (42)$$

$$n_2 = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 5\,060}{\pi} \approx 48\,320 \text{ min}^{-1} \quad (43)$$

9.2 Fleksijske vibracije

Fleksijske vibracije izražene su samo u 1. varijanti kada je disk učvršćen na vratilo koje je uležišteno na dva ležaja. Promatrat ćemo 2 stupnja slobode: progib diska i njegovo zakretanje oko osi koja je okomita na os vratila. Mehanički model prikazan je na slici XYZ.



Slika 26, mehanički model fleksijskih vibracija

q_1 – pomak u smjeru osi z

q_2 – zakret oko osi y

$d = 25 \text{ mm}$ – promjer vratila

$l = 126 \text{ mm}$ – razmak između oslonaca

$E = 210 \text{ GPa}$ – modul elastičnosti čelika

$m_{\text{zam}} = 19 \text{ kg}$ – masa zamašnjaka

$J_y = 0,079 \text{ kgm}^2$ – moment tromosti zamašnjaka oko osi y

Metodom analogne grede pomoću uplivnih koeficijenta formirati ćemo matricu krutosti sustava. Zbog simetrije sustav je raspregnut tj. progib ne ovisi o zakretu i obrnuto te stoga problem možemo razmatrati kao dva nezavisna slučaja s jednim stupnjem slobode.

$$c_1 = \frac{48 \cdot E \cdot I_y}{l^3} = \frac{48 \cdot E \cdot d^4 \cdot \pi}{64 \cdot l^3} = \frac{48 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 0,025^4 \cdot \pi}{64 \cdot 0,126^3} = 30,76 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (44)$$

$$c_2 = \frac{12 \cdot E \cdot I_y}{l} = \frac{12 \cdot E \cdot d^4 \cdot \pi}{64 \cdot l} = \frac{12 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 0,025^4 \cdot \pi}{64 \cdot 0,126} = 383,5 \cdot 10^3 \text{ Nm} \quad (45)$$

Poznavajući krutosti i inercije možemo formirati jednadžbe ravnoteže

$$m_{\text{zam}} \cdot \ddot{q}_1 + c \cdot q_1 = 0 \quad (46)$$

$$J_y \cdot \ddot{q}_2 + c \cdot q_2 = 0 \quad (47)$$

Rezonantne kružne frekvencije su sljedeće:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_{\text{zam}}}} = \sqrt{\frac{30,76 \cdot 10^6}{19}} \approx 1\,270 \text{ s}^{-1} \quad (48)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{J_y}} = \sqrt{\frac{383,5 \cdot 10^3}{0,079}} \approx 2\,200 \text{ s}^{-1} \quad (49)$$

Kritične brzine vrtnje koje proizlaze iz rezonantnih frekvencija su:

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 1\,270}{\pi} \approx 12\,130 \text{ min}^{-1} \quad (50)$$

$$n_2 = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 2\,200}{\pi} \approx 21\,000 \text{ min}^{-1} \quad (51)$$

Sve kritične brzine vrtnje su znatno veće od predviđenog raspona brzine rada zamašnjaka te stoga ne postoji opasnost od pojave rada u rezonanciji.

10 Literatura

- [1] Karl-Heinz Decker: *Elementi strojeva*, 3. izmijenjeno i dopunjeno izdanje; Golden marketing, Tehnička knjiga; Zagreb 2006. godina
- [2] Bojan Kraut: *Strojarski priručnik*, 8. izdanje; Tehnička knjiga; Ljubljana 1986. godina
- [3] Ivo Alfirević: *Linearna analiza konstrukcija*; FSB; Zagreb 2011. godina
- [4] Ivo Alfirević: *Nauka o čvrstoći I*; Tehnička knjiga; Zagreb 1989. godina
- [5] Ivo Alfirević: *Nauka o čvrstoći II*; Golden marketing; Zagreb 1999. godina
- [6] T. Filetin, F. Kovačiček, J. Indof: *Svojstva i primjena materijala*; FSB; Zagreb 2007. godina
- [7] *Tehnička enciklopedija*, 3. svezak, poglavlje: *Električna vuča*; Jugoslavenski leksikografski zavod; Zagreb 1969. godina
- [8] *Tehnička enciklopedija*, 7. svezak, poglavlje: *Lokomotive*; Jugoslavenski leksikografski zavod; Zagreb 1980. godina
- [9] *Tehnička enciklopedija*, 8. svezak, poglavlje: *Mehanika, dinamika*; Jugoslavenski leksikografski zavod; Zagreb 1982. godina
- [10] Zvonimir Horvat i suradnici: *Vratilo (proračun)*; FSB; Zagreb
- [11] Zvonko Herold: *Računalna i inženjerska grafika*; FSB; Zagreb, 2003. godina

11 Dodatci

11.1 Izvaci iz kataloga

© Siemens AG 2012

SIMOTICS GP 1LE1 Standard Motors

Motors with High Efficiency IE2

Self-ventilated or forced-air cooled motors
Aluminum series 1LE1001

IE2

Selection and ordering data

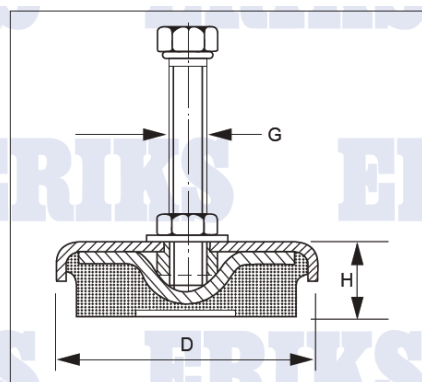
Operating values at rated output															Aluminum series 1LE1001 – IE2 version in acc. with IEC 60034-30			m _{IM} B3 J		Torque class	
P _{rated} 50 Hz	P _{rated} 60 Hz 1)	Frame size	n _{rated} 50 Hz	T _{rated} 50 Hz	IE class	η _{rated} 50 Hz, 4/4	η _{rated} 50 Hz, 3/4	η _{rated} 50 Hz, 2/4	cos-φ _{rated} 50 Hz, 4/4	I _{rated} 50 Hz, 400 V	I _{LR} /I _{rated}	I _{FR} /I _{rated}	T _{fr} /I _{rated}	L _{pA} 50 Hz	L _{WA} 50 Hz	Order No.	kg	kgm ²	CL		
kW	kW	FS	rpm	Nm		%	%	%		A				dB(A)	dB(A)	▲ New					
• Cooling: Self-ventilated (IC 411) or with order code F90 forced-air cooled without external fan and fan cover (IC 416) • Efficiency: High Efficiency IE2, service factor (SF) 1.15 • Insulation: Thermal class 155 (temperature class F), IP55 degree of protection, utilization in accordance with thermal class 130 (temperature class B)																					
2-pole: 3000 rpm at 50 Hz, 3600 rpm at 60 Hz ¹⁾																					
0.75	0.86	80 M	2805	2.6	IE2	77.4	79.5	78.8	0.84	1.67	1.9	4.9	2.3	60	71	▲ 1LE1001-0DA2	9.0	0.00080	16		
1.1	1.27	80 M	2835	3.7	IE2	79.6	81.3	80.8	0.83	2.40	2.7	6.0	3.1	60	71	▲ 1LE1001-0DA3	11	0.0011	16		
1.5	1.75	90 S	2885	5.0	IE2	81.3	82.3	80.8	0.84	3.15	2.7	6.9	3.6	65	77	▲ 1LE1001-0EA0	13	0.0017	16		
2.2	2.55	90 L	2890	7.3	IE2	83.2	83.9	82.3	0.85	4.5	2.5	7.1	3.7	65	77	▲ 1LE1001-0EA4	15	0.0021	16		
3	3.45	100 L	2905	9.9	IE2	84.6	85.2	84.7	0.84	6.1	2.3	7.0	3.3	67	79	▲ 1LE1001-1AA4	21	0.0044	16		
4	4.55	112 M	2950	13	IE2	85.8	86.7	86.1	0.86	7.8	2.4	7.4	3.3	69	81	▲ 1LE1001-1BA2	27	0.0092	16		
5.5	6.3	132 S	2950	18	IE2	87.0	88.0	87.4	0.87	10.5	1.8	6.6	2.9	68	80	▲ 1LE1001-1CA0	39	0.020	16		
7.5	8.6	132 S	2950	24	IE2	88.1	88.7	88.6	0.87	14.1	2.2	7.5	3.1	68	80	▲ 1LE1001-1CA1	43	0.024	16		
11	12.6	160 M	2955	36	IE2	89.4	90.0	89.1	0.87	20.5	2.1	7.4	3.2	70	82	▲ 1LE1001-1DA2	67	0.045	16		
15	17.3	160 M	2955	48	IE2	90.3	90.9	90.3	0.88	27	2.4	7.6	3.4	70	82	▲ 1LE1001-1DA3	75	0.053	16		
18.5	21.3	160 L	2955	60	IE2	90.9	91.2	90.4	0.88	33.5	2.9	7.9	3.6	70	82	▲ 1LE1001-1DA4	84	0.061	16		
4-pole: 1500 rpm at 50 Hz, 1800 rpm at 60 Hz ¹⁾																					
0.55	0.63	80 M	1440	3.7	–	78.1	78.9	76.1	0.74	1.37	2.2	5.3	3.1	53	64	▲ 1LE1001-0DB2	10	0.0017	16		
0.75	0.86	80 M	1440	5.0	IE2	79.6	80.2	78.0	0.76	1.79	2.2	5.6	3.1	53	64	▲ 1LE1001-0DB3	11	0.0021	16		
1.1	1.27	90 S	1425	7.4	IE2	81.4	81.7	79.9	0.78	2.5	2.3	5.6	2.9	56	68	▲ 1LE1001-0EB0	13	0.0028	16		
1.5	1.75	90 L	1435	10	IE2	82.8	83.5	82.0	0.79	3.3	2.6	6.4	3.4	56	68	▲ 1LE1001-0EB4	16	0.0036	16		
2.2	2.55	100 L	1455	14	IE2	84.3	85.1	84.3	0.81	4.65	2.1	6.9	3.3	60	72	▲ 1LE1001-1AB4	21	0.0086	16		
3	3.45	100 L	1455	20	IE2	85.5	86.7	86.0	0.82	6.2	2.0	6.9	3.1	60	72	▲ 1LE1001-1AB5	25	0.011	16		
4	4.55	112 M	1460	26	IE2	86.6	87.3	86.5	0.81	8.2	2.5	7.1	3.2	58	70	▲ 1LE1001-1BB2	29	0.014	16		
5.5	6.3	132 S	1465	36	IE2	87.7	89.0	87.7	0.80	11.3	2.3	6.9	2.9	64	76	▲ 1LE1001-1CB0	42	0.027	16		
7.5	8.6	132 M	1465	49	IE2	88.7	90.3	88.8	0.83	14.7	2.3	6.9	2.9	64	76	▲ 1LE1001-1CB2	49	0.034	16		
11	12.6	160 M	1470	71	IE2	89.8	90.9	90.8	0.85	21	2.1	6.7	2.8	65	77	▲ 1LE1001-1DB2	71	0.065	16		
15	17.3	160 L	1475	97	IE2	90.6	91.3	91.0	0.85	28	2.3	7.3	3.0	65	77	▲ 1LE1001-1DB4	83	0.083	16		

izvadak iz kataloga elektromotora tvrtke Siemens

Novibra® type TF

Novibra® type TF with level adjuster is suitable for a wide range of free standing workshop machines, e.g.

- Lathes
- Milling machines
- Grinding machines
- Multiple operation machinery
- Presses
- Plate shears
- Nibbling machines
- Punches and cutters
- Woodworking machines
- Plastic moulding machinery

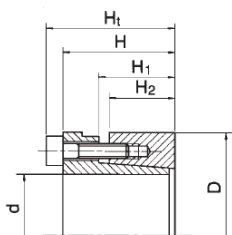


Type	Art.No.	Dimensions in mm			Overall bolt length	Thread G	Weight (kg)	Max load (kg)
		D	H min	H max				
TF 250	1860740	69	23	31	100	M 12	0.40	250
TF 250 ^s / _s	2256520	69	23	31	100	M 12	0.40	250
TF 600	1860780	81	25	33	100	M 12	0.49	600
TF 600 ^s / _s	2256530	81	25	33	100	M 12	0.49	600
TF 1200	1860790	108	29	37	100	M 16	1.0	1200
TF 1200 ^s / _s	2256540	108	29	37	100	M 16	1.0	1200
TF 3000	1860800	151	35	43	120	M 20	2.2	3000
TF 4000	1860810	170	39	47	120	M 20	2.9	4000
TF 6000	1860820	205	44	52	150	M 24	4.8	6000

izvadak iz kataloga elastičnih oslonaca Novibra tvrtke Eriks

SIT-LOCK® 5A

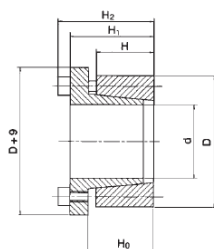
Self-centering
Auto-centré
Selbstzentrierend
Autocentrante



Dimensions Dimensions Abmessungen Dimensiones					Performances Performances Leistungen Prestaciones		Pressure Pression Druck Presión		Clamping screws Vis de serrage Befestigung-Schrauben Tornillos de apriete DIN 912 - 12.9		
d x D [mm]	Ht [mm]	H [mm]	H ₁ [mm]	H ₂ [mm]	M _i [daNm]	P _{ax} [daN]	P _W [daN/mm²]	P _N [daN/mm²]	Nº	size type Typ tipo	M _s [daNm]
20 x 47	48	42	29	26	54	5.400	25	10,5	6	M 6	1,7
22 x 47	48	42	29	26	60	5.400	23	10,5	6	M 6	1,7
24 x 50	48	42	29	26	65	5.400	21	10	6	M 6	1,7
25 x 50	48	42	29	26	68	5.400	20	10	6	M 6	1,7
28 x 55	48	42	29	26	76	5.400	18	9,5	6	M 6	1,7
30 x 55	48	42	29	26	82	5.400	17	9,5	6	M 6	1,7
32 x 60	48	42	29	26	131	8.200	23,5	12,5	9	M 6	1,7
35 x 60	48	42	29	26	144	8.200	21,5	12,5	9	M 6	1,7
38 x 65	48	42	29	26	156	8.200	20	11,5	9	M 6	1,7
40 x 65	48	42	29	26	164	8.200	19	11,5	9	M 6	1,7
42 x 75	59	51	34,4	30	213	10.100	21,5	12	6	M 8	4,1
45 x 75	59	51	34,4	30	228	10.100	20	12	6	M 8	4,1
48 x 80	59	51	34,4	30	243	10.100	19	11,5	6	M 8	4,1
50 x 80	59	51	34,4	30	253	10.100	18	11,5	6	M 8	4,1
55 x 85	59	51	34,4	30	418	15.200	24,5	16	9	M 8	4,1
60 x 90	59	51	34,4	30	456	15.200	22,5	15	9	M 8	4,1
65 x 95	59	51	34,4	30	494	15.200	21	14,5	9	M 8	4,1
70 x 110	66	56	45	40	650	18.600	17,5	11	7	M10	8,3
75 x 115	66	56	45	40	900	18.600	16,5	11	7	M10	8,3
80 x 120	66	56	45	40	740	18.600	15,5	10	7	M10	8,3
85 x 125	66	56	45	40	900	21.300	17	11,5	8	M10	8,3
90 x 130	66	56	45	40	960	21.300	16	11	8	M10	8,3
95 x 135	66	56	45	40	1.260	26.700	18,5	13	10	M10	8,3
100 x 145	77	65	52	46	1.330	27.000	16	10,5	7	M12	14,5
110 x 155	77	65	52	46	1.470	27.000	14	10	7	M12	14,5
120 x 165	77	65	52	46	1.840	30.900	15	11	8	M12	14,5
130 x 180	77	65	52	46	2.510	38.800	17,5	12,5	10	M12	14,5

SIT-LOCK® 7

Self-centering
Auto-centré
Selbstzentrierend
Autocentrante



Dimensions Dimensions Abmessungen Dimensiones					Performances Performances Leistungen Prestaciones		Pressure Pression Druck Presión		Clamping screws Vis de serrage Befestigung-Schrauben Tornillos de apriete DIN 912 - 12.9		
d x D [mm]	H [mm]	H ₂ [mm]	H ₁ [mm]	H ₂ [mm]	M _i [daNm]	P _{ax} [daN]	P _W [daN/mm²]	P _N [daN/mm²]	Nº	size type Typ tipo	M _s [daNm]
20 x 47	17	22	28	34	28	2.800	22	9,5	5	M6	1,7
22 x 47	17	22	28	34	30	2.800	20	9,5	5	M6	1,7
24 x 50	17	22	28	34	33	2.800	18	9	5	M6	1,7
25 x 50	17	22	28	34	42	3.400	21	10,5	6	M6	1,7
28 x 55	17	22	28	34	47	3.400	19	9,5	6	M6	1,7
30 x 55	17	22	28	34	50	3.400	17,5	9,5	6	M6	1,7
32 x 60	17	22	28	34	72	4.500	22	1,5	8	M6	1,7
35 x 60	17	22	28	34	79	4.500	20	11,5	8	M6	1,7
38 x 65	17	22	28	34	85	4.500	18,5	10,5	8	M6	1,7
40 x 65	17	22	28	34	90	4.500	17,5	10,5	8	M6	1,7
42 x 75	20	25	33	41	153	7.300	22,5	12,5	7	M8	4,1
45 x 75	20	25	33	41	165	7.300	21,5	12,5	7	M8	4,1
48 x 80	20	25	33	41	176	7.300	20	12	7	M8	4,1
50 x 80	20	25	33	41	183	7.300	19,5	12	7	M8	4,1
55 x 85	20	25	33	41	230	8.350	20	13	8	M8	4,1
60 x 90	20	25	33	41	251	8.350	18,5	12,5	8	M8	4,1
65 x 95	20	25	33	41	306	9.400	19	13	9	M8	4,1
70 x 110	24	30	40	50	467	13.300	21	13,5	8	M10	8,3
75 x 115	24	30	40	50	500	13.300	19,5	12,5	8	M10	8,3
80 x 120	24	30	40	50	530	13.300	18,5	12,5	8	M10	8,3
85 x 125	24	30	40	50	630	14.800	19,5	13,5	9	M10	8,3
90 x 130	24	30	40	50	675	14.800	18,5	13	9	M10	8,3
95 x 135	24	30	40	50	790	16.600	19,5	13,5	10	M10	8,3
100 x 145	26	32	44	56	970	19.400	20	14	8	M12	14,5
110 x 155	26	32	44	56	1.060	19.400	18	13	8	M12	14,5
120 x 165	26	32	44	56	1.300	21.600	18,5	13,5	9	M12	14,5
130 x 180	34	40	54	64	1.890	29.000	17,5	12,5	12	M12	14,5
140 x 190	34	40	54	68	2.050	29.000	16,5	12	9	M14	23
150 x 200	34	40	54	68	2.500	33.300	17,5	13	10	M14	23
160 x 210	34	40	54	68	2.900	36.200	18	13,5	11	M14	23
170 x 225	44	50	64	78	3.400	40.000	14	10,5	12	M14	23
180 x 235	44	50	64	78	3.600	40.000	13,5	10,5	12	M14	23
190 x 250	44	50	64	78	4.750	50.000	16	12	15	M14	23
200 x 260	44	50	64	78	5.000	50.000	15	11,5	15	M14	23

izvadak iz kataloga steznih ljuski **SIT-LOCK** tvrtke **SIT-Spa**

BACKLASH-FREE, TORSIONALLY STIFF METAL BELLOWS COUPLINGS

with clamping hub

Properties:

- easy to mount
- suited for space restricted installations
- low moment of inertia

Material:

Bellows made of highly flexible high-grade stainless steel, hub material: see table below

Design:

With a single radial clamping screw per hub ISO 4762. Any imbalance of the clamping hubs is compensated for by balancing bores located on the inside of the hub.

Temperature range:

-30 to +110° C (-22 F to 230 F)

Speeds:

Up to 10,000 rpm, in excess of 10,000 available with a finely balanced version.

Service life:

These couplings are maintenance-free if the technical ratings are not exceeded.

Backlash:

Absolutely backlash-free due to frictional clamp connection.

Brief overloads:

Acceptable up to 1.5 times the value specified.

Tolerance:

On the hub/shaft connection 0.01 to 0.05 mm




Non-standard application:

Custom designs with varied tolerances, keyways, non-standard material, bellows and ATEX designs are available upon request.

Ordering example

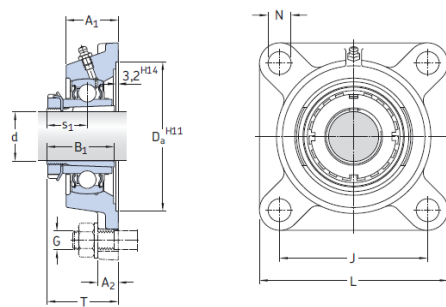
BK2 / 80 / 94 / 20 / 25.4 / XX

Model
Series / Nm
Overall length
Ø D1 H7
Ø D2 H7
Non standard e.g. stainless steel

Model BK 2		Series																			
		15		30		60		80		150		200		300		500		800		1500	
Rated torque (Nm)	T _{FN}	15		30		60		80		150		200		300		500		800		1500	
Overall length (mm)	A²	59	66	69	77	83	93	94	106	95	107	105	117	111	125	133	146	140	166		
Outer diameter (mm)	B	49		55		66		81		81		90		110		124		134		157	
Fit length (mm)	C	22		27		31		36		36		41		43		51		45		55	
Inner diameter possible from Ø to Ø H7 (mm)	D ₁ /D ₂	8-28		10-30		12-32		14-42		19-42		22-45		24-60		35-60		40-75		50-80	
Fastening screw ISO 4762	E	M5		M6		M8		M10		M10		M12		M12		M16		2xM16		2xM20	
Tightening torque of the fastening screw (Nm)		8		15		40		50		70		120		130		200		250		470	
Distance between centers (mm)	F	17		19		23		27		27		31		39		41		2x48		2x55	
Distance (mm)	G	6.5		7.5		9.5		11		11		12.5		13		16.5		18		22.5	
Moment of inertia (10 ⁻³ kgm²)	J _{total}	0.06	0.07	0.12	0.13	0.32	0.35	0.8	0.85	1.9	2	3.2	3.4	7.6	7.9	14.3	14.6	16.2	43		
Hub material (standard) (steel on request)		Al optional steel		Al optional Stahl		Al optional Stahl		Al optional Stahl		steel optional Al		steel optional Al		steel optional Al		steel optional Al		steel		steel	
Approx. weight (kg)		0.16		0.26		0.48		0.8		1.85		2.65		4		6.3		5.7		11.5	
Torsional stiffness (10 ³ Nm/rad)	C _t	20	15	39	28	76	55	129	85	175	110	191	140	450	350	510	500	780	1304		
axial  ± (mm)		1	2	1	2	1.5	2	2	3	2	3	2	3	2	3	2.5	3.5	2.5	3.5	3.5	3.5
lateral  ± (mm)		0.15	0.2	0.2	0.25	0.2	0.25	0.2	0.25	0.2	0.25	0.25	0.3	0.25	0.3	0.3	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
angular  ± (degree)		1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1.5	1.5
axial spring stiffness (N/mm)	C _a	25	15	50	30	72	48	48	32	82	52	90	60	105	71	70	48	100	320		
lateral spring stiffness (N/mm)	C _r	475	137	900	270	1200	420	920	290	1550	435	2040	610	3750	1050	2500	840	2000	3600		

izvadak iz kataloga spojki tvrtke R+W, model BK2

Flanged Y-bearing units with a cast housing with a square flange and an adapter sleeve,
metric shafts
d 20 – 60 mm



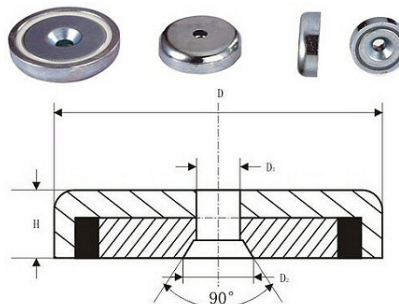
Dimensions												Basic load ratings		Fatigue load limit	Designations ¹⁾	
d	A ₁	A ₂	B ₁	D _a	J	L	N	G	s ₁	T	dynamic C	static C ₀	P _a	Bearing unit	Adapter sleeve	
mm											kN	kN		–		
20	27	14	35	74,6	70	95	12	10	20	36	14	7,8	0,335	FYJ 25 KF	H 2305	
25	31	14	38	93,7	83	108	12	10	22	40	19,5	11,2	0,475	FYJ 30 KF	H 2306	
30	34	16	43	106,4	92	118	14	12	24,3	43,3	25,5	15,3	0,655	FYJ 35 KF	H 2307	
35	36	16	46	115,9	102	130	16	14	27	48	30,7	19	0,8	FYJ 40 KF	H 2308	
40	38	18	50	119,1	105	137	16	14	28,5	50,5	33,2	21,6	0,915	FYJ 45 KF	H 2309	
45	40	18	55	125,4	111	143	16	14	30,5	52,5	35,1	23,2	0,98	FYJ 50 KF	H 2310	
50	43	20	59	150,8	130	162	19	16	32,5	57,5	43,6	29	1,25	FYJ 55 KF	H 2311	
55	48	20	62	161,9	143	175	19	16	34,3	63,3	52,7	36	1,53	FYJ 60 KF	H 2312	
60	50	20	65	161,9	149	187	19	16	35,8	65,8	57,2	40	1,7	FYJ 65 KF	H 2313	

izvadak kataloga Y-ležajeva tvrtke SKF

[Naslovnica](#) | [Poveznice](#) | [Forum](#) | [Kontakt](#)
[Električni bicikli](#) | [Obnovljiva energija](#) | [LED rasvjeta](#) | [Magnetni](#)

Magnetni priljepci

Magnetni priljepci sa rupom za vijak i razne primjene. Neodimski magneti omogućuju veliku nosivost uz male dimenzije. Površinska zaštita Niklom.



Model	D	D 1	D 2	H	Nosivost (kg)	Težina (g)	Cijena s PDV-om	Raspo- loživost
P16	16	3.5	6.5	5	5	7	7,88	✓
P20	20	4.5	8.6	7	6	13	13,55	✓
P25	25	5.5	10.5	8	14	23	21,04	✓
P32	32	5.5	10.5	8	25	39	29,59	✓
P36	36	6.5	12	9	29	52	34,59	✓
P42	42	6.5	12	9	37	76	53,44	✓
P48	48	8.5	16	11.5	68	120	84,94	✓
P60	60	8.5	16	15	112	252	180,00	✓
P75	75	10.5	19	18	162	488	376,88	✓

izvadak internetskog kataloga magnetskih priljepaka tvrtke Artas

11.2 Poveznice

11.2.1 Katalozi

- 1) elektromotor:

https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/content/en/Pages/order_form.aspx?nodeKey=key_516799&infotype=catalogs

- 2) spojka:

http://www.rwamerica.com/products/bellows_couplings/bk/bk2/

- 3) stezne ljske:

http://www.sitspa.com/en-US/Locking_devices.html

- 4) ležajevi:

<http://www.skf.com/uk/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/index.html>

- 5) magnetski priljepci:

<http://www.artas.hr/magneti/priljepci.htm>

- 6) čelični poluproizvodi:

<http://www.strojopromet.com/>

11.2.2 Internet stranice proizvođača mehaničkih baterija

- 1) <http://www.rosseta.de/>

- 2) <http://www.acumentrics.com/>

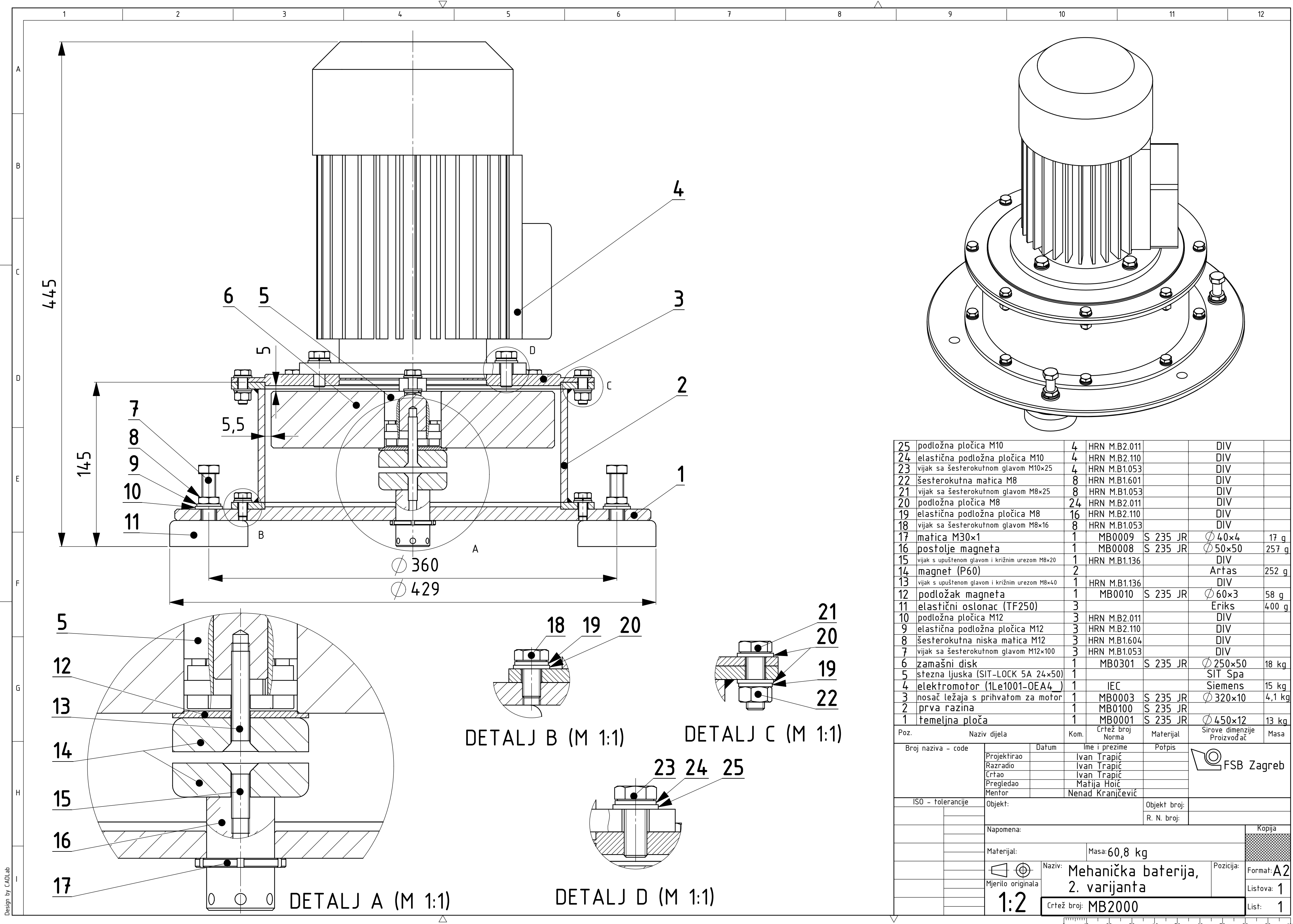
- 3) <http://www.beaconpower.com/>

- 4) <http://www.enercon.de/en-en/index.html>

- 5) <http://www.hitecups.com/>

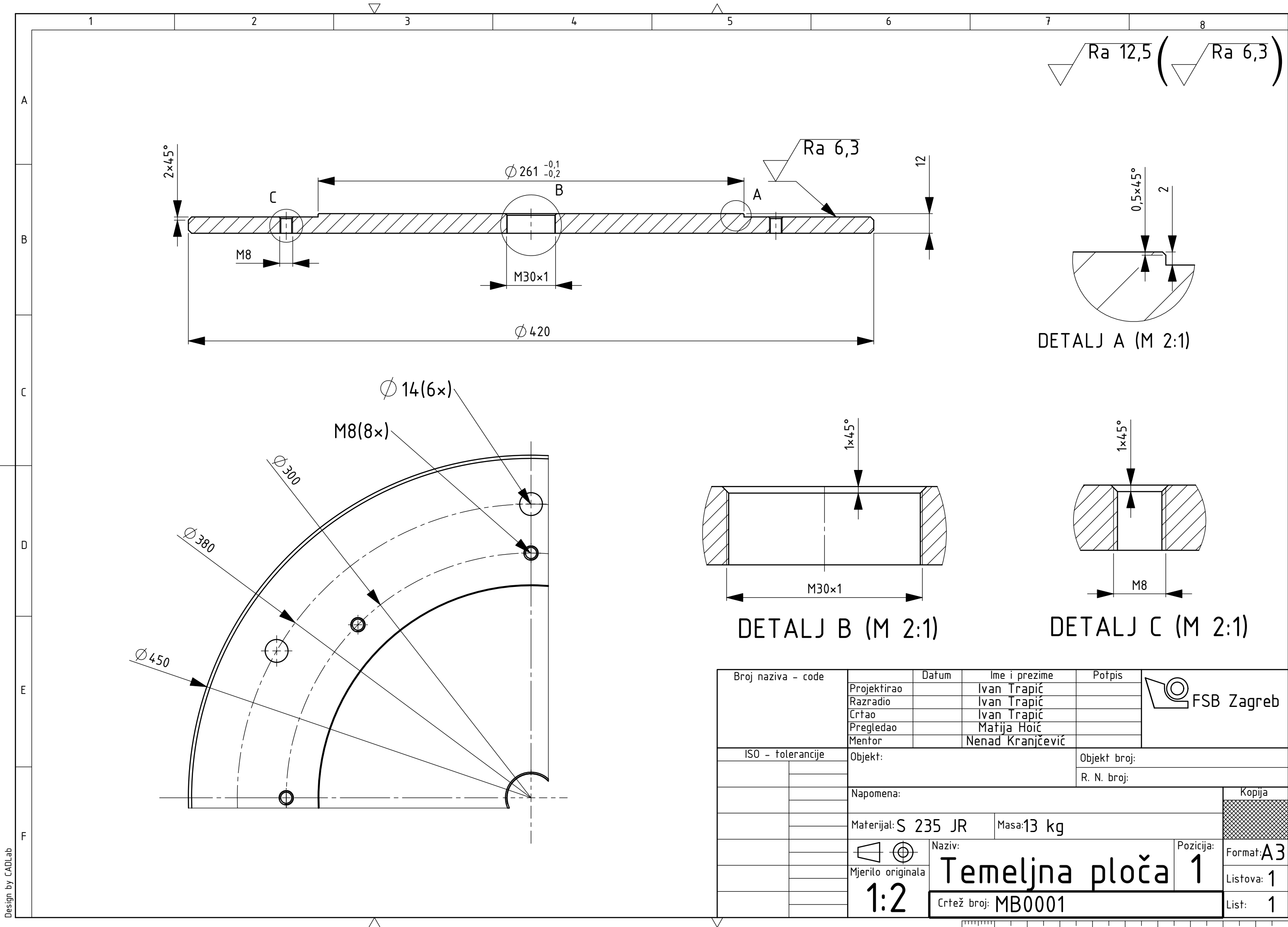
12 Prilozi

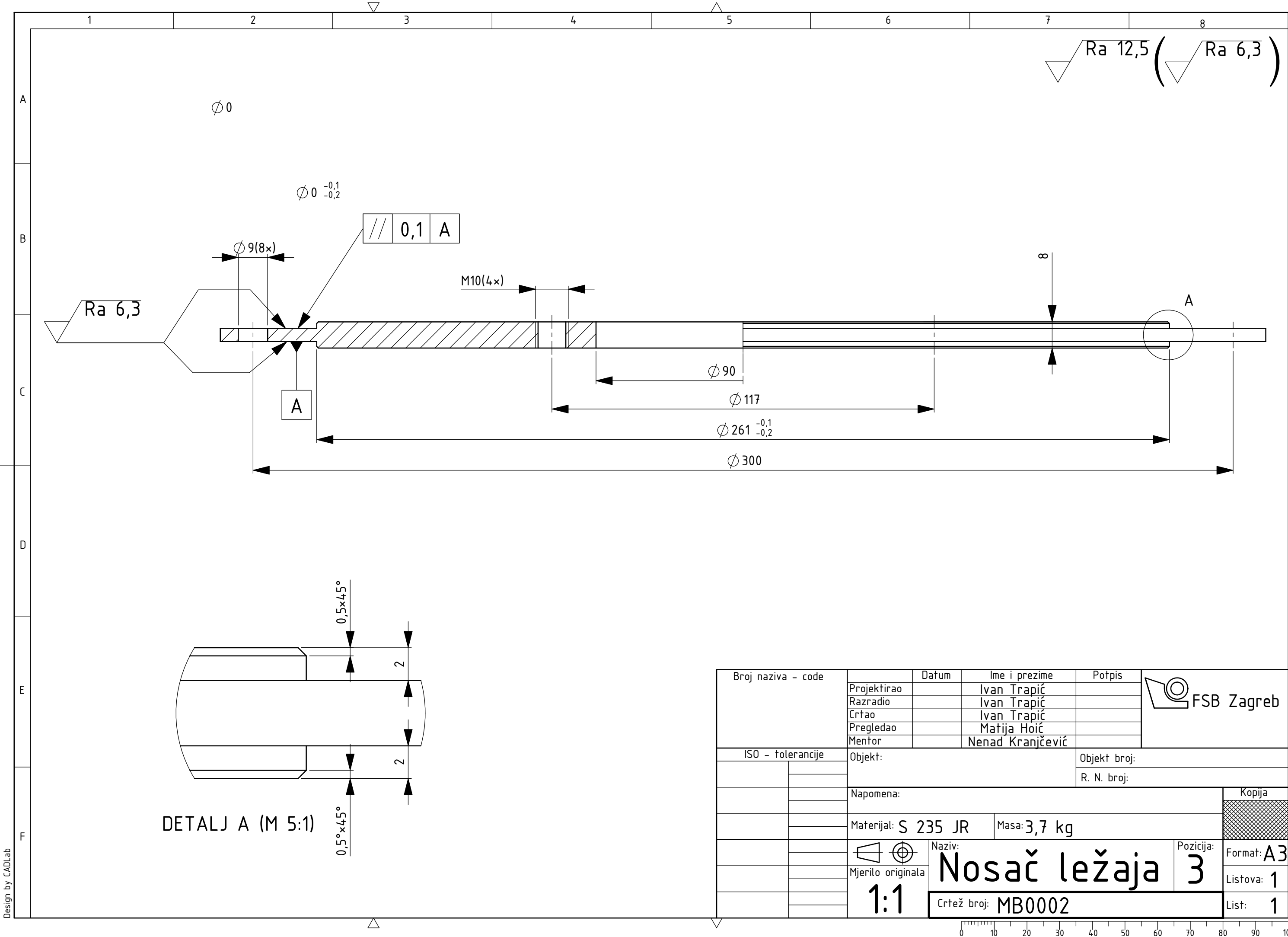
- 1) CD-R disk
- 2) Tehnička dokumentacija

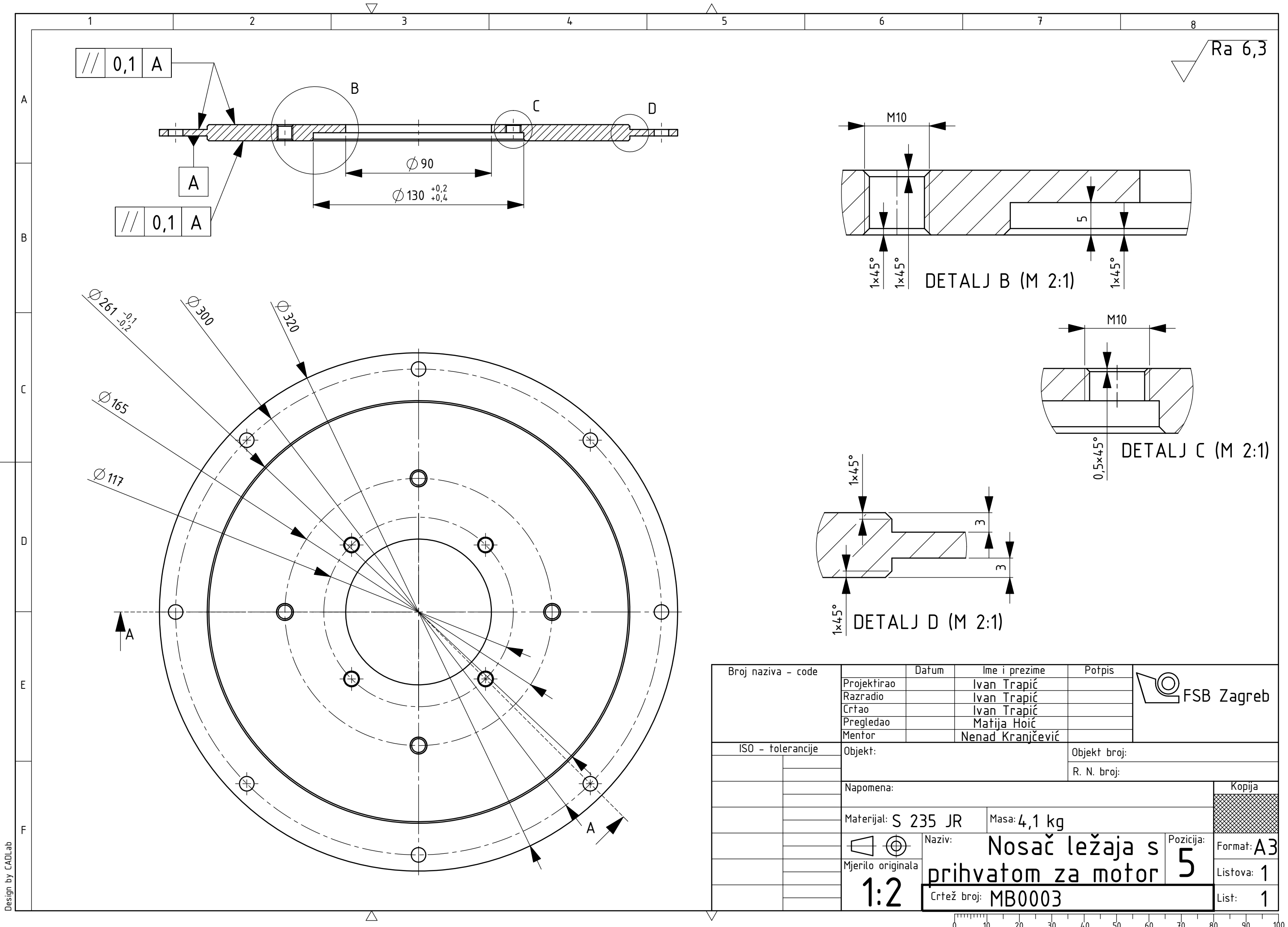


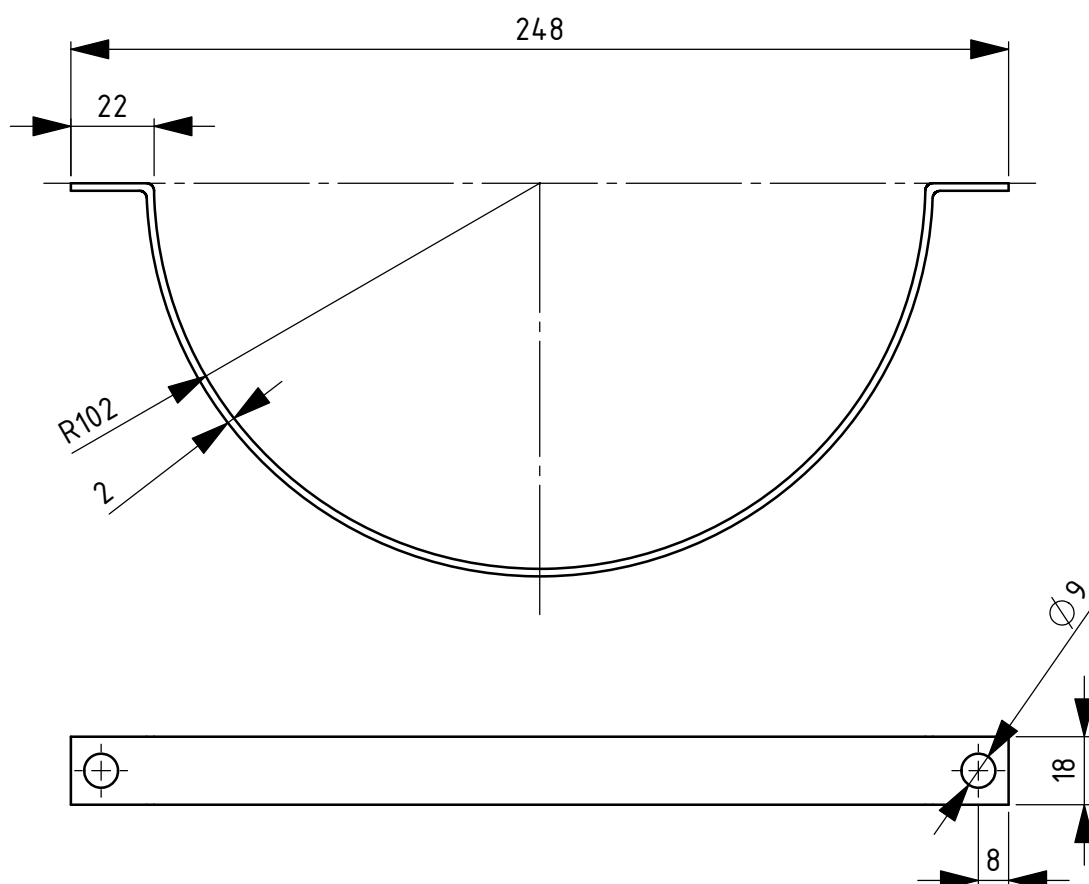
25	podložna pločica M10	4	HRN M.B2.011		DIV	
24	elastična podložna pločica M10	4	HRN M.B2.110		DIV	
23	vijak sa šesterokutnom glavom M10x25	4	HRN M.B1.053		DIV	
22	šesterokutna matica M8	8	HRN M.B1.601		DIV	
21	vijak sa šesterokutnom glavom M8x25	8	HRN M.B1.053		DIV	
20	podložna pločica M8	24	HRN M.B2.011		DIV	
19	elastična podložna pločica M8	16	HRN M.B2.110		DIV	
18	vijak sa šesterokutnom glavom M8x16	8	HRN M.B1.053		DIV	
17	matrica M30x1	1	MB0009	S 235 JR	Ø 40x4	17 g
16	postolje magneta	1	MB0008	S 235 JR	Ø 50x50	257 g
15	vijak s upuštenom glavom i križnim urezom M8x20	1	HRN M.B1.136		DIV	
14	magnet (P60)	2			Artas	252 g
13	vijak s upuštenom glavom i križnim urezom M8x40	1	HRN M.B1.136		DIV	
12	podložak magneta	1	MB0010	S 235 JR	Ø 60x3	58 g
11	elastični oslonac (TF250)	3			Eriks	400 g
10	podložna pločica M12	3	HRN M.B2.011		DIV	
9	elastična podložna pločica M12	3	HRN M.B2.110		DIV	
8	šesterokutna niska matica M12	3	HRN M.B1.604		DIV	
7	vijak sa šesterokutnom glavom M12x100	3	HRN M.B1.053		DIV	
6	zamašni disk	1	MB0301	S 235 JR	Ø 250x50	18 kg
5	stezna ljuska (SIT-LOCK 5A 24x50)	1			SIT Spa	
4	elektromotor (1Le1001-OEA4)	1	IEC		Siemens	15 kg
3	nosač ležaja s prihvaćom za motor	1	MB0003	S 235 JR	Ø 320x10	4,1 kg
2	prva razina	1	MB0100	S 235 JR		
1	temeljna ploča	1	MB0001	S 235 JR	Ø 450x12	13 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb	
Projektirao			Ivan Trapić			
Razradio			Ivan Trapić			
Crtao			Ivan Trapić			
Pregledao			Matija Hoić			
Mentor			Nenad Kranjčević			
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:			
				R. N. broj:		
		Napomena:				Kopija
		Materijal:				
		Masa: 60,8 kg				
		Naziv: Mehanička baterija, 2. varijanta				Pozicija: Format: A2
		Mjerilo originala 1:2				Listova: 1
		Crtež broj: MB2000				List: 1



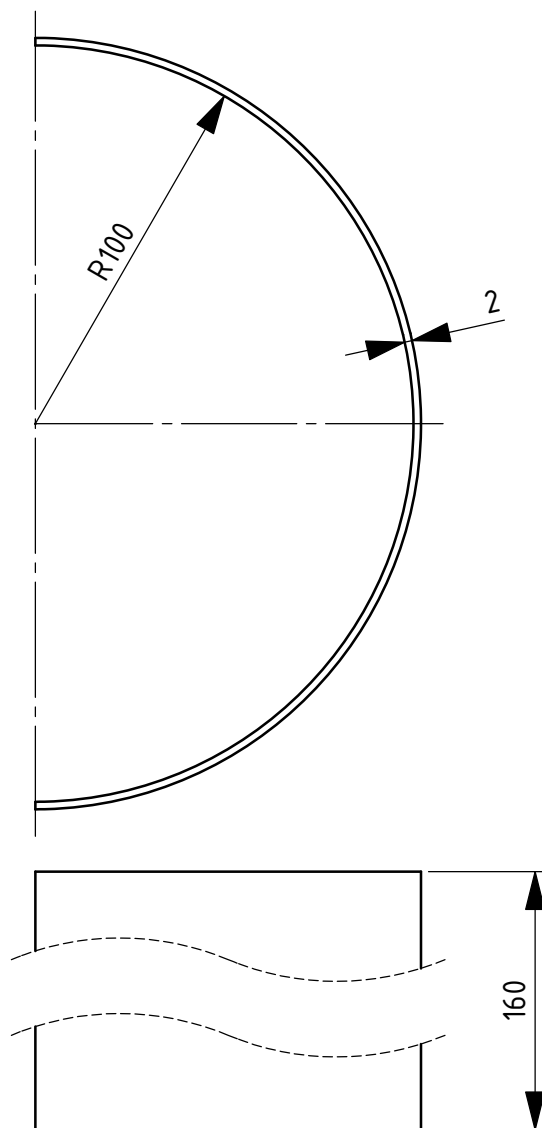






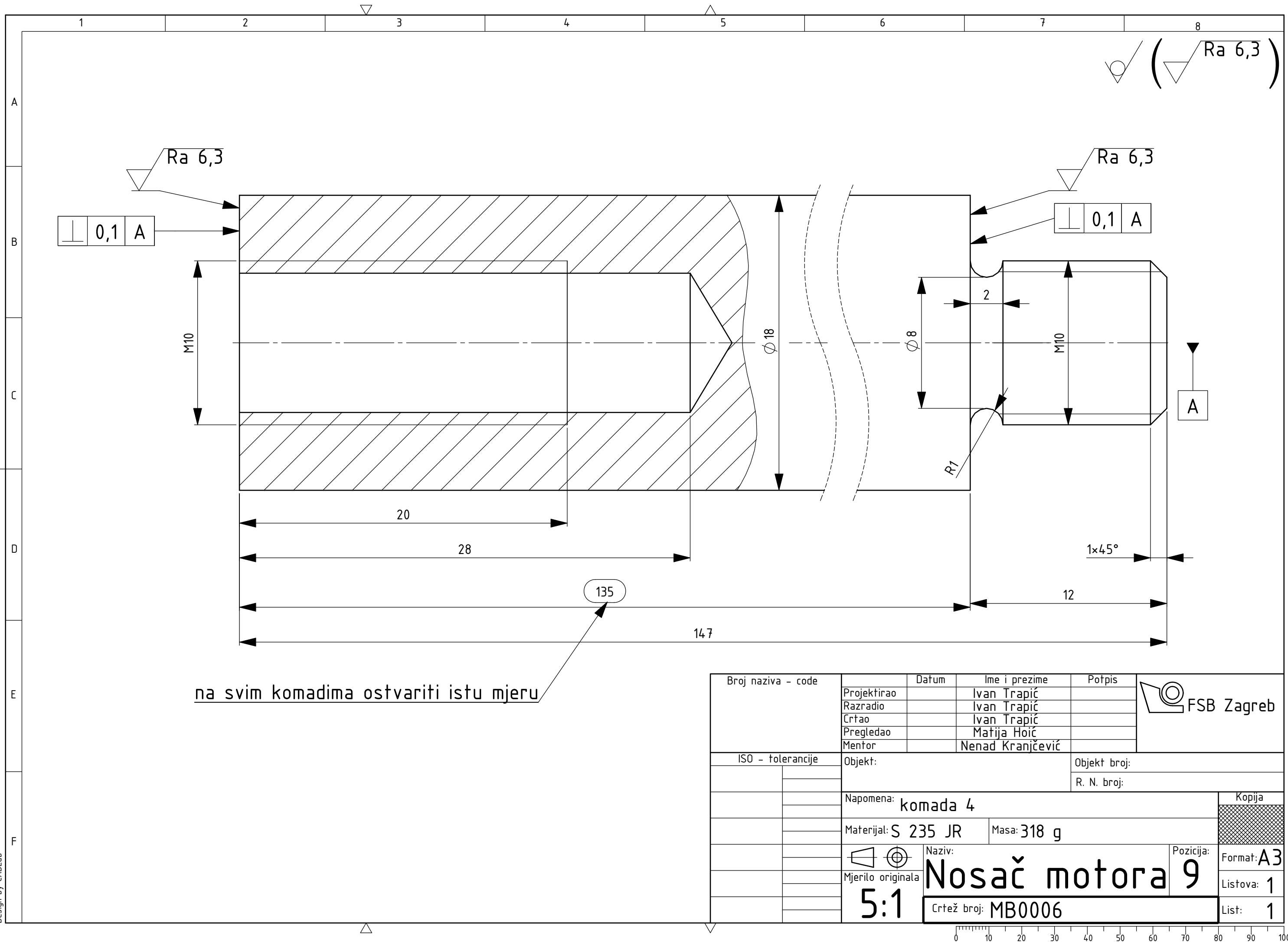
Napomena:
Dimenzije trake lima prije savijanja su 317×18

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena: komada 4				Kopija
	Materijal: S 235 JR Masa: 100 g				
	Naziv: Obujmica				Pozicija: 6
	Mjerilo originala 1:2				Format: A4
	Crtež broj: MB0004				Listova: 1
					List: 1

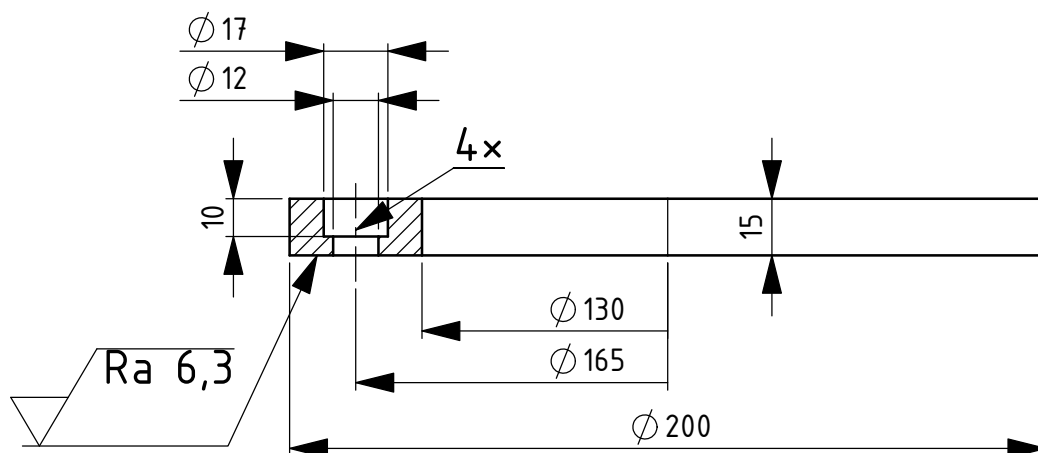


Napomena:
Dimenzije lima prije savijanja su 314×160

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena: komada 2				Kopija
	Materijal: S 235 JR Masa: 791 g				
	Naziv: Zaštita spojke Pozicija: 7				
	Crtež broj: MB0005				
	Format: A4				
	Listova: 1				
	List: 1				

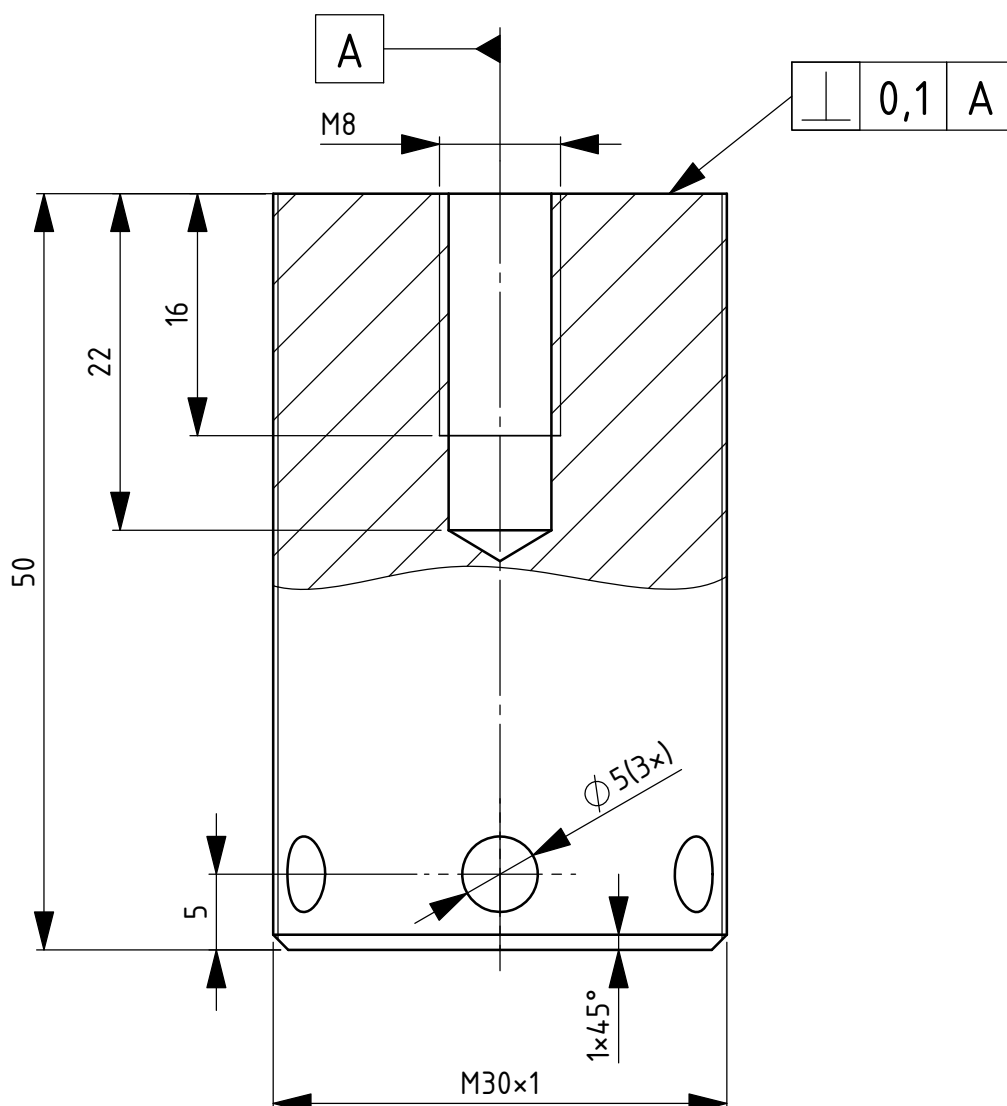


$\sqrt{\text{Ra } 12,5}$ ($\sqrt{\text{Ra } 6,3}$)

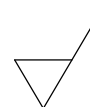


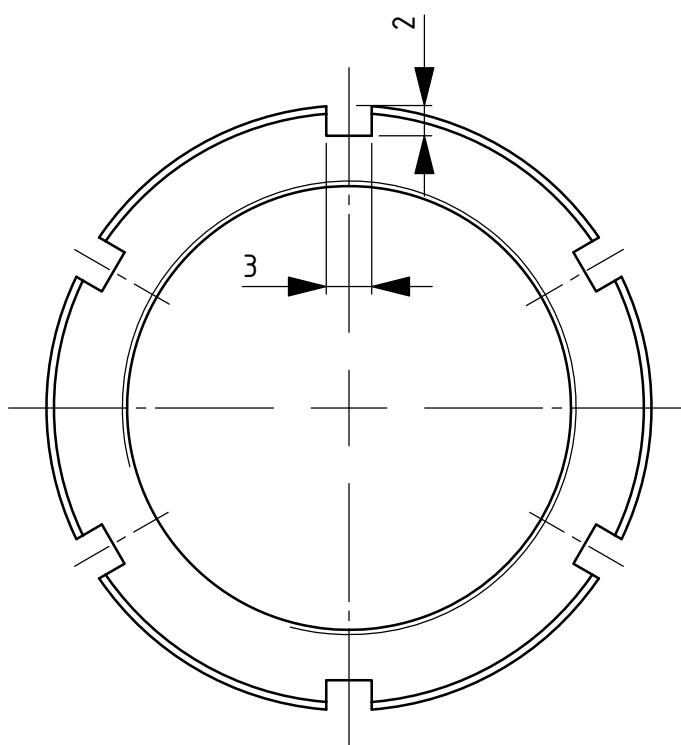
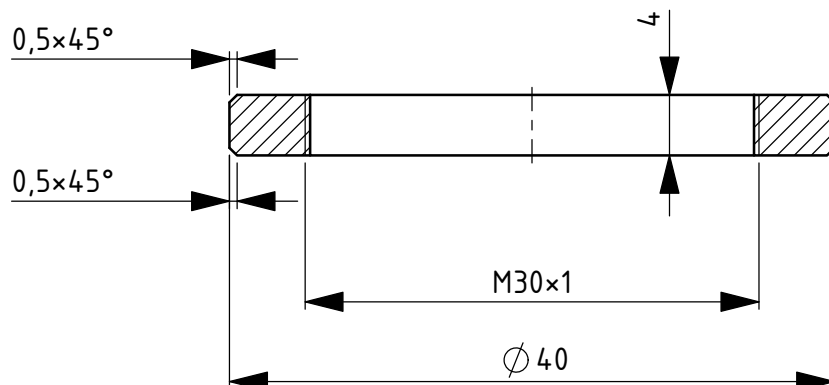
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
					
	Materijal: S 235 JR		Masa: 2 kg		
			Naziv:		
	Mjerilo originala		Pozicija:		
	1:1		Prirubnica motora		9
	Crtež broj: MB0007				Format: A4
					Listova: 1
					List: 1

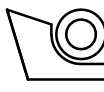
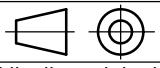
Ra 6,3




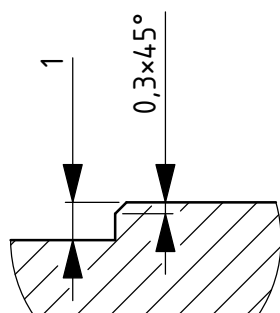
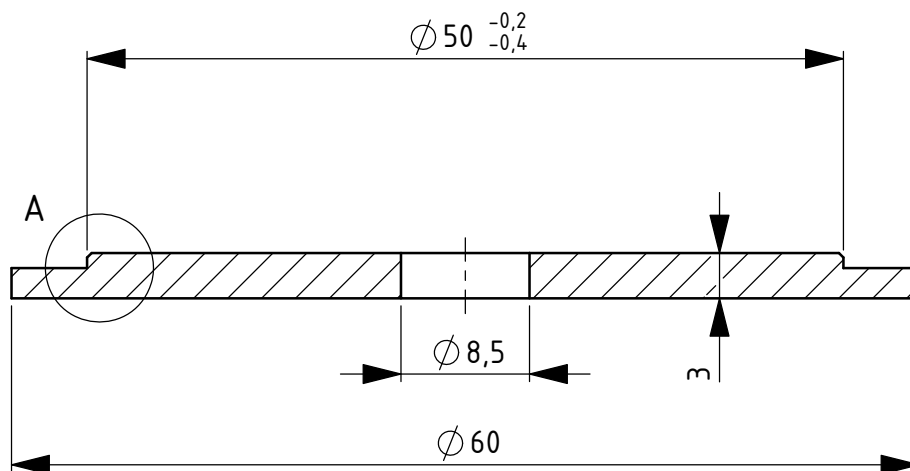
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena: Provrt $\varnothing 5$ bušiti nakon narezivanja navoja.				Kopija
	Materijal: S 235 JR		Masa: 257 g		
	Naziv:		Pozicija:		
	Mjerilo originala		20		
	2:1		Format: A4		
	Crtež broj: MB0008				Listova: 1
					List: 1

 Ra 6,3



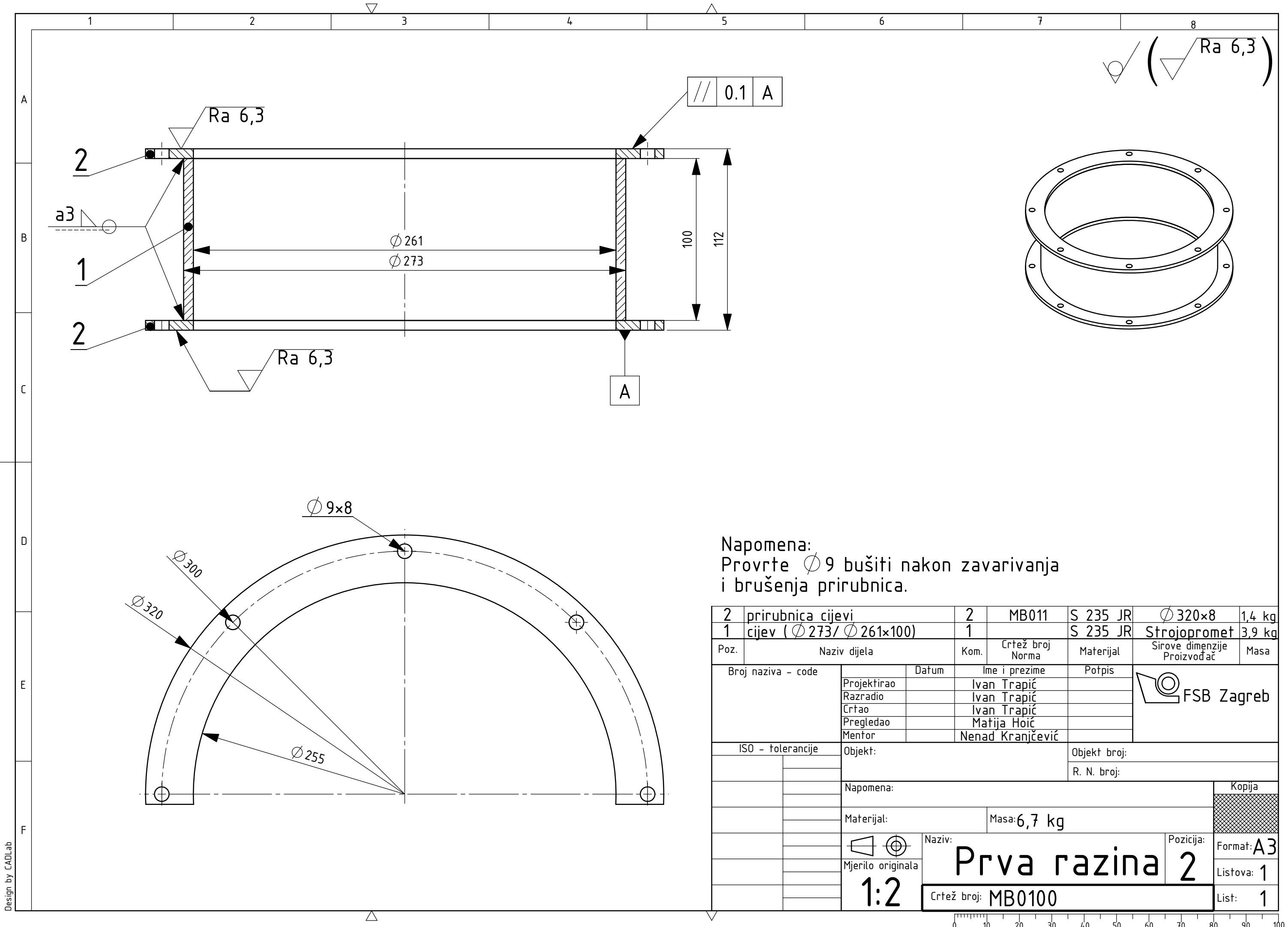
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
					
	Materijal: S 235 JR		Masa: 17 g		
	 Mjerilo originala 2:1	Naziv:		Pozicija:	Format: A4
		Matica M30x1 22			Listova: 1
	Crtež broj: MB0009				List: 1

 Ra 6,3



DETALJ A (M 5:1)

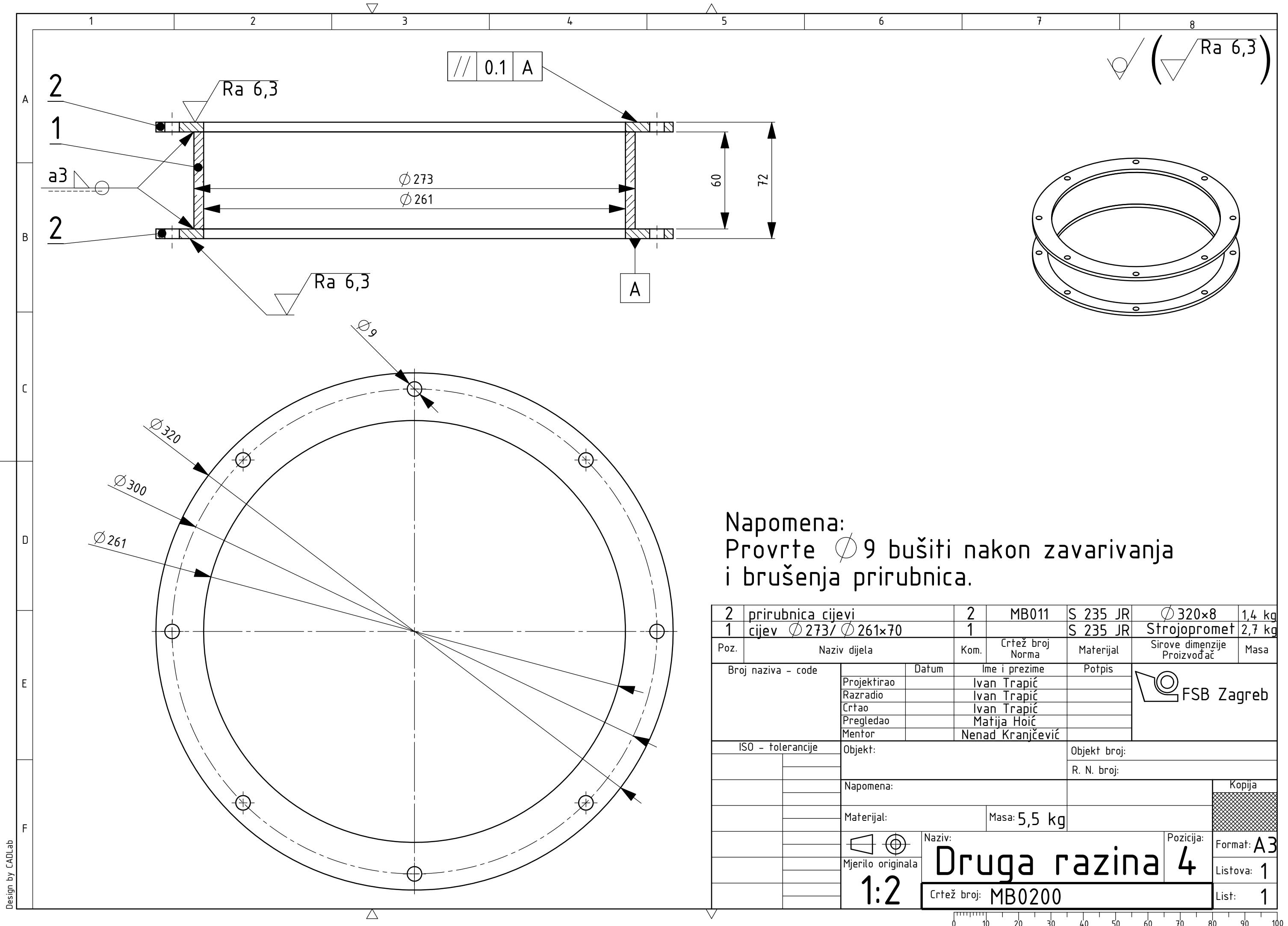
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
					
	Materijal: S 235 JR		Masa: 58 g		
	 Naziv:			Pozicija:	Format: A4
	Mjerilo originala			12	Listova: 1
	2:1			Crtež broj: MB0010	List: 1

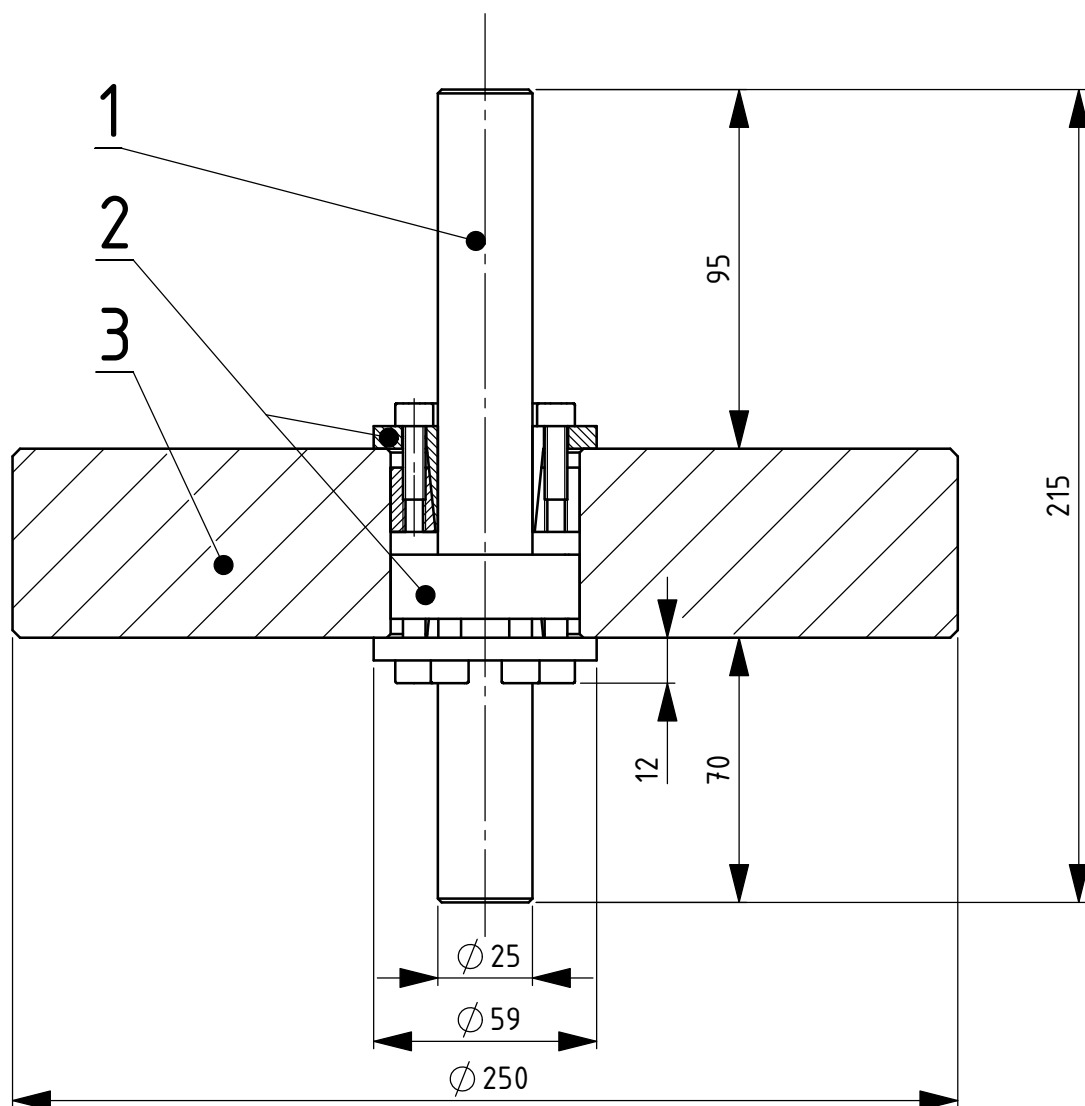


✓ Ra 12,5



Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio		Ivan Trapić		
	Crtao		Ivan Trapić		
	Pregledao		Matija Hoić		
			Nenad Kranjčević		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena: prsten za MB0100 i MB0200 komada 4				Kopija
	Materijal: S 235 JR		Masa: 1,4 kg		
			Naziv:		
	Mjerilo originala		Pozicija:		
	1:2		2		
			Prirubnica cijevi		Format: A4
			Crtež broj: MB011		Listova: 1
					List: 1





3	zamašni disk	1	MB032	S 235 JR	Ø 250x50	18 kg
2	stezna ljuska (SIT-LOCK 7 24x50)	2			SIT Spa	
1	vratilo	1	MB031	S 235 JR	Ø 25x225	846 g
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Ivan Trapić	
Razradio		Ivan Trapić	
Crtao		Ivan Trapić	
Pregledao		Matija Hoić	
Mentor		Nenad Kranjčević	

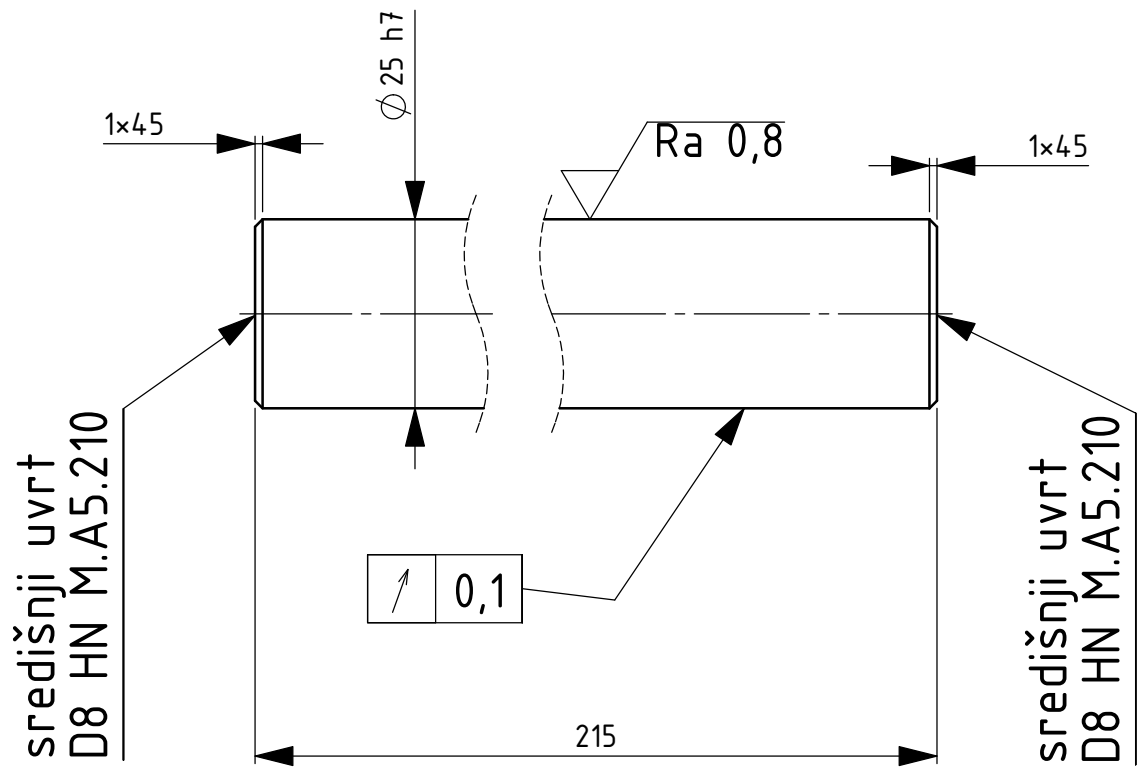


ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:

Napomena:	Kopija
Materijal:	Masa: 19 kg

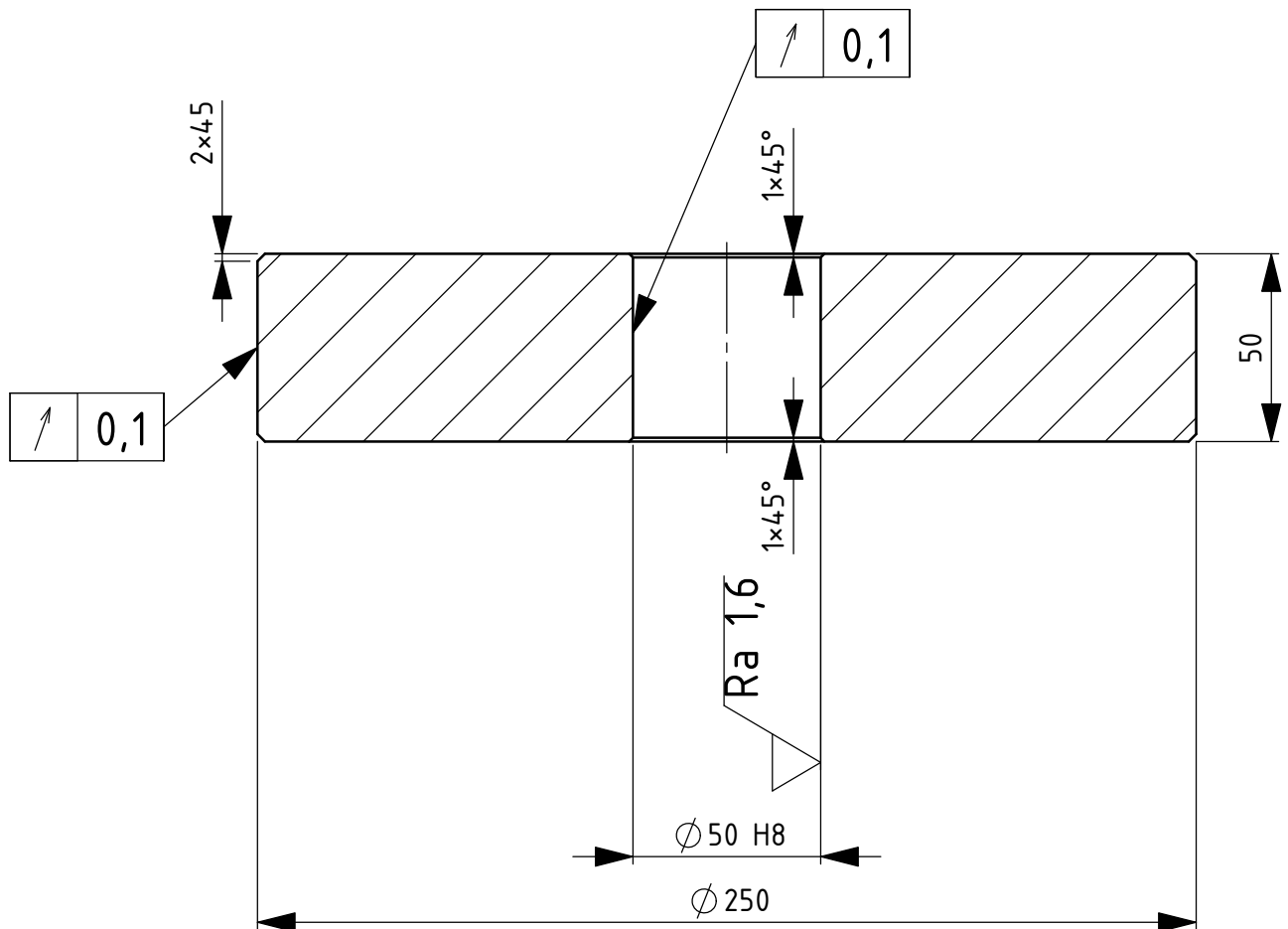
Naziv:	Pozicija:	Format:
Zamašnjak	12	A4
Crtež broj: MB0300		Listova: 1
		List: 1

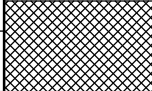
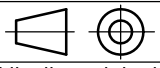
$\sqrt{Ra\ 6,3}$ ($\sqrt{Ra\ 0,8}$)



Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis			
		Projektirao		Ivan Trapić					
		Razradio		Ivan Trapić					
		Crtao		Ivan Trapić					
		Pregledao		Matija Hoić					
Mentor				Nenad Kranjčević					
ISO - tolerancije		Objekt:				Objekt broj:			
$\phi 25\ h7$ $\begin{matrix} 0 \\ -0,021 \end{matrix}$						R. N. broj:			
		Napomena:						Kopija	
		Materijal: S 235 JR				Masa: 846 kg			
				Naziv:		Pozicija:		Format: A4	
		Mjerilo originala		Vratilo		1		Listova: 1	
		1:1		Crtež broj: MB0301				List: 1	

∇ Ra 6,3 (∇ Ra 1,6)



Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		 FSB Zagreb	
		Projektirao		Ivan Trapić					
		Razradio		Ivan Trapić					
		Crtao		Ivan Trapić					
		Pregledao		Matija Hoić					
		Mentor		Nenad Kranjčević					
ISO - tolerancije		Objekt:				Objekt broj:			
ϕ 50 H8 $\begin{matrix} +0,039 \\ 0 \end{matrix}$						R. N. broj:			
		Napomena:						Kopija	
									
		Materijal: S 235 JR		Masa: 18 kg					
				Naziv:		Pozicija:		Format: A4	
		Mjerilo originala		Zamašni disk		3		Listova: 1	
		1:2		Crtež broj: MB0302				List: 1	